

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

Bakalářská práce

Srovnání pracovních procesů objemového a dynamického
kompresoru pro stlačování různých technických plynů

Comparison of Working Processes of Positive
Displacement and Dynamic Compressors for Compressing
Various Technical Gases

Student: Štěpán Dostal

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Zdeněk Šmída, Ph.D.

Ostrava 2020

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Zadání bakalářské práce

Student: **Štěpán Dostal**
Studijní program: **B2341 Strojírenství**
Studijní obor: **3907R009 Provoz energetických zařízení**
Téma: **Srovnání pracovních procesů objemového a dynamického kompresoru pro stlačování různých technických plynů**
Comparison of Working Processes of Positive Displacement and Dynamic Compressors for Compressing Various Technical Gases
Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

V teoretické části práce zpracujte rešerši na téma „Objemové a dynamické kompresory“ věnujte se především termodynamice pracovního procesu strojů, základním rovnicím a diagramům a dělení diskutovaných zařízení.

V praktické části práce porovnejte pracovní proces objemového a dynamického kompresoru pro stlačování alespoň tří různých technických plynů. Porovnání proveďte z hlediska základního termodynamického výpočtu prací a sděleného tepla. Pro ideální pracovní děj a posléze pro děje „skutečné“ různých hodnot polytropických exponentů. Výsledky vyhodnoťte číselně i graficky pomocí sestavení p-v, T-s a i-s diagramů. Číselné zadání je následující: vstupní absolutní tlak 1 bar, výstupní přetlak 9 bar, vstupní teplota 20 °C, polytropický exponent od 1 do Poissonova čísla pro daný plyn s krokem 0,1. Zbývající veličiny si vhodně zvolte. V případě, modifikace zadání z důvodu optimalizace pracovního procesu své kroky detailně odůvodněte. Veškeré výsledky okomentujte a vysvětlete.

Seznam doporučené odborné literatury:

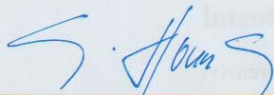
MORAN, M. J., SHAPIRO, H. N. Fundamentals of Engineering Thermodynamics – First Edition.. New York: John Wiley & Sons, 1990, 840 p. ISBN: 0-471-57117-2
KADLEC, Zdeněk. Termomechanika: návody do cvičení. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1736-1.
KAMINSKÝ, Jaroslav, Kamil, KOLARČÍK, Oto, PUMPRLA. Kompresory. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2004, 122 s. ISBN 80-248-0704-1.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

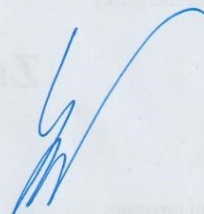
Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Zdeněk Šmída**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020



doc. Ing. Stanislav Honus, Ph.D.
vedoucí katedry



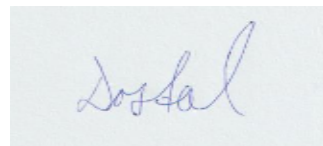
prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 18. 5. 2020

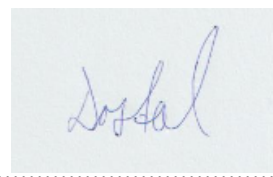
A rectangular box containing a handwritten signature in blue ink. The signature appears to be 'Dostal'.

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou práci se vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato bakalářská práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 18. května 2020



.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Štěpán Dostal

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Přerov, Ztracená 39, 75002

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

DOSTAL, Š. *Srovnání pracovních procesů objemového a dynamického kompresoru pro stlačování různých technických plynů*: Bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2020, 70 s. Vedoucí práce: Ing. Zdeněk Šmída, Ph.D.

Bakalářská práce se zabývá kompresí čtyř různých technických plynů. V úvodu jsou popsány vratné stavové změny ideálního plynu a základní technické parametry kompresorů. V dalších kapitolách je popsáno rozdělení kompresorů podle různých hledisek. V praktické části jsou vypočteny tyto technické plyny pro stlačování skutečnými kompresory, ideálním objemovým a ideálním dynamickým kompresorem. Jednotlivé kompresní procesy jsou definovány střední hodnotou polytropického exponentu. Výsledky výpočtů jsou číselně i graficky vyhodnoceny z hlediska objemové práce, technické práce a sděleného tepla, p-v diagramů a T-s diagramů.

KLÍČOVÁ SLOVA

Kompresory, objemová práce, technická práce, sdělené teplo, p-v diagram, T-s diagram

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

DOSTAL, Š. *Comparison of Working Processes of Positive Displacement and Dynamic Compressors for Compressing Various Technical Gases*: Bachelor Thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2020, 70 p. Supervisor: Ing. Zdeněk Šmída, Ph.D.

The bachelor thesis deals with the compression of four different technical gases. The introduction describes the reversible state changes of the ideal gas and the basic technical parameters of the compressors. The following chapters describe the division of compressors according to various aspects. In the practical part, these technical gases are calculated for compression by real compressors, an ideal positive displacement and ideal dynamic compressor. Individual compression processes are defined by the mean value of the polytropic exponent. The results of the calculations are numerically and graphically evaluated in terms of volume work, technical work and transmitted heat, p-v diagrams and T-s diagrams.

KEYWORDS

Compressors, volume work, technical work, transmitted heat, p-v diagram, T-s diagram

Obsah

Seznam obrázků

Seznam symbolů, veličin a zkratk.....	11
0. Úvod.....	13
1. Všeobecná teorie kompresorů.....	14
1.1 Historie.....	14
2. Vratné stavové změny ideálního plynu.....	15
3. Základní technické údaje kompresorů.....	16
3.1 Výkonnost kompresorů.....	17
3.2 Hmotnostní výkonost.....	17
3.3 Účinnosti kompresorů.....	18
3.3.1 Účinnost izotermická.....	18
3.3.2 Účinnost izoentropická.....	18
4. Rozdělení kompresorů.....	20
4.1 Rozdělení kompresorů podle způsobu zvyšování tlaku.....	22
5. Objemové kompresory.....	23
5.1 Objemové kompresory s vratným pohybem pístu.....	23
5.1.1 Ležaté kompresory.....	23
5.1.2 Stojaté kompresory.....	23
5.1.3 Boxerové kompresory.....	24
5.1.4 Úhlové kompresory.....	24
5.2 Zvláštní druhy pístových kompresorů.....	24
5.2.1 Kompresory membránové.....	24
5.2.2 Chladivové kompresory.....	25
5.3 Přeměny energie v pístovém kompresoru.....	25
5.4 Ideální kompresor.....	26
5.5 Objemové kompresory s rotačním pohybem pístu.....	26
5.5.1 Jednorotorové kompresory.....	27
5.5.2 Dvourotorové kompresory.....	28
6. Dynamické kompresory.....	29
6.1 Radiální turbokompresory.....	29
6.2 Axiální turbokompresory.....	30
6.3 Ejektory a injektory.....	30

Obsah

6.3.1	Ejektory a Injektory využití.....	30
7.	Praktická část	31
7.1	Zadání.....	31
8.	Výpočet ideálního objemového kompresoru ($n=1$).....	31
8.1	Výpočet ideálního objemového kompresoru pro stlačování vzduchu	31
8.2	Výpočet ideálního objemového kompresoru pro stlačování vodíku.....	32
8.3	Výpočet ideálního objemového kompresoru pro stlačování hélia	33
8.4	Výpočet ideálního objemového kompresoru pro stlačování argonu.....	33
8.5	Tabulka a graf tepla a prací pro různé plyny při $n=1$	33
9.	Výpočet skutečného kompresoru ($n=1,1$)	34
9.1	Výpočet skutečného kompresoru ($n=1,1$) pro stlačování vzduchu	34
9.2	Výpočet skutečného kompresoru ($n=1,1$) pro stlačování vodíku.....	36
9.3	Výpočet skutečného kompresoru ($n=1,1$) pro stlačování hélia.....	37
9.4	Výpočet skutečného kompresoru ($n=1,1$) pro stlačování argonu.....	39
9.5	Tabulka a graf prací a tepla pro různé plyny při $n=1,1$	41
10.	Výpočet skutečného kompresoru ($n=1,2$)	41
10.1	Výpočet skutečného kompresoru ($n=1,2$) pro stlačování vzduchu	41
10.2	Výpočet skutečného kompresoru ($n=1,2$) pro stlačování vodíku.....	43
10.3	Výpočet skutečného kompresoru ($n=1,2$) pro stlačování hélia	45
10.4	Výpočet skutečného kompresoru ($n=1,2$) pro stlačování argonu.....	46
10.5	Tabulka a graf tepla a prací pro různé plyny při $n=1,2$	48
11.	Výpočet skutečného kompresoru ($n=1,3$)	48
11.1	Výpočet skutečného kompresoru ($n=1,3$) pro stlačování vzduchu	48
11.2	Výpočet skutečného kompresoru ($n=1,3$) pro stlačování vodíku.....	50
11.3	Výpočet skutečného kompresoru ($n=1,3$) pro stlačování hélia	51
11.4	Výpočet skutečného kompresoru ($n=1,3$) pro stlačování argonu.....	52
11.5	Tabulka a graf prací a tepla pro různé plyny při $n=1,3$	53
12.	Výpočet ideálního dynamického kompresoru ($n=\kappa$).....	54
12.1	Výpočet ideálního dynamického kompresoru pro stlačování vzduchu	54
12.2	Výpočet ideálního dynamického kompresoru pro stlačování vodíku	55
12.3	Výpočet ideálního dynamického kompresoru pro stlačování hélia.....	56
12.4	Výpočet ideálního dynamického kompresoru pro stlačování argonu	57
12.5	Tabulka a graf prací a tepla pro různé plyny při $n=\kappa$	58
13.	Vyhodnocení výsledků a sestavení p-v a T-s diagramů	59

Obsah

13.1	Vyhodnocení výpočtů prací a tepla pro komprese s různým n	59
13.2	p-v diagramy.....	59
13.3	Vyhodnocení p-v diagramů	61
13.4	Výpočty k sestrojení T-s diagramů.....	61
13.5	T-s diagramy.....	64
13.6	Vyhodnocení T-s diagramů	66
14.	Závěr	67
15.	Seznam použité literatury.....	69

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Princip funkce Rootsova dmyhadla [5]	14
Obr. 2 Stacionární kompresor [16]	21
Obr. 3 Přenosný kompresor [17]	21
Obr. 4 Pojízdný kompresor [10]	21
Obr. 5 Jednostupňový jednoválcový stojatý pístový kompresor [6]	23
Obr. 6 Schéma boxerového kompresoru [2]	24
Obr. 7 Schéma membránového kompresoru [3]	25
Obr. 8 Ideální pístový kompresor [7]	25
Obr. 9 Oběh ideálního kompresoru [3]	26
Obr. 10 Schéma křídlového kompresoru [12]	27
Obr. 11 Schéma vodokružného kompresoru [3]	28
Obr. 12 Schéma radiálního turbokompresoru [14]	29
Obr. 13 Hlavní části axiálního turbokompresoru [3]	30
Obr. 14 Hlavní části ejektoru [15]	30
Obr. 15 Graf porovnání různých plynů ($n=1$)	34
Obr. 16 Graf porovnání různých plynů ($n=1,1$)	41
Obr. 17 Graf porovnání různých plynů ($n=1,2$)	48
Obr. 18 Graf porovnání různých plynů ($n=1,3$)	54
Obr. 19 Graf porovnání různých plynů ($n=\kappa$)	58
Obr. 20 p-v diagram vzduchu	59
Obr. 21 p-v diagram vodíku	60
Obr. 22 p-v diagram hélia	60
Obr. 23 p-v diagram argonu	61
Obr. 24 T-s diagram vzduchu	64
Obr. 25 T-s diagram vodíku	64
Obr. 26 T-s diagram hélia	65
Obr. 27 T-s diagram argonu	65

Seznam symbolů, veličin a zkratek

Značka	Veličina	Jednotka
D_v	Průměry válců	$[m]$
P	Příkon stroje	$[W]$
P_{el}	Elektrický příkon	$[W]$
P_{ie}	Izoentropický příkon ideálního stroje	$[W]$
P_{it}	Izotermický příkon ideálního stroje	$[W]$
P_{sp}	Celkový příkon kompresoru	$[W]$
$P_{už}$	Užitečná část příkonu	$[W]$
S_1	Činná plocha všech pístů	$[m^2]$
T	Teplota	$[K]$
T_N	Normální teplota	$[K]$
$T_{n,l}$	Teplota v sacím potrubí	$[K]$
T_1	Počáteční teplota	$[K]$
T_2	Koncová teplota	$[K]$
\dot{V}_d	Výkonnost kompresoru	$[m^3 \cdot h^{-1}]$
$\dot{V}_{d,N}$	Objemový průtok přepočtený na normální stav	$[m^3 \cdot h^{-1}]$
\dot{V}_n	Objem nasávaného plynu	$[m^3 \cdot h^{-1}]$
\dot{V}_o	Objem plynu utíkajícího netěsnostmi	$[m^3 \cdot h^{-1}]$
\dot{V}_v	Spotřeba chladicí vody	$[l \cdot s^{-1}]$
V_z	Zdvihový objem válce	$[m^3]$
W	Přivedená energie	$[J]$
$W_{už}$	Využitá energie	$[J]$
W_z	Ztráty energie	$[J]$
a	Měrná objemová práce	$[J \cdot kg^{-1}]$
a_t	Měrná technická práce	$[J \cdot kg^{-1}]$
a_{it}	Izotermická měrná práce	$[J \cdot kg^{-1}]$
c_n	Polytropická měrná tepelná kapacita	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
c_p	Měrná tepelná kapacita za stálého tlaku	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
c_v	Měrná tepelná kapacita za stálého objemu	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
i_v	Počet válců	$[-]$

\dot{m}_d	Hmotnostní výkonnost	$[kg \cdot s^{-1}]$
m_k	Hmotnost kompresoru	$[kg]$
\dot{m}_{ol}	Spotřeba oleje	$[kg \cdot s^{-1}]$
n_k	Otáčky kompresoru	$[s^{-1}, min^{-1}]$
n	Polytropický exponent	$[-]$
p	Tlak	$[Pa]$
p_N	Normální tlak	$[Pa]$
p_c	Celkový tlak	$[Pa]$
p_n	Tlak v sacím hrdle	$[Pa]$
$p_{n,l}$	Tlak nasávaného plynu	$[Pa]$
p_1	Počáteční tlak	$[Pa]$
p_2	Koncový tlak	$[Pa]$
q	Měrné sdělené teplo	$[J \cdot kg^{-1}]$
r	Měrná plynová konstanta	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
s	Entropie	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
s_p	Zdvih pístu	$[m]$
t_d	Teplota ve výtlačném hrdle stroje	$[^{\circ}C]$
$t_{n,l}$	Teplota nasávaného plynu	$[^{\circ}C]$
v	Měrný objem	$[m^3 \cdot kg^{-1}]$
v_1	Počáteční měrný objem	$[m^3 \cdot kg^{-1}]$
v_2	Koncový měrný objem	$[m^3 \cdot kg^{-1}]$
z	Počet stupňů	$[-]$
η	Účinnost kompresoru	$[-]$
$\eta_{ie,el}$	Izoentropická účinnost celého soustrojí	$[-]$
$\eta_{ie,sp}$	Spojková izoentropická účinnost	$[-]$
$\eta_{it,el}$	Izotermická účinnost celého soustrojí	$[-]$
$\eta_{it,sp}$	Spojková izotermická účinnost	$[-]$
κ	Poissonovo číslo	$[-]$
λ	Využití pracovního prostoru	$[-]$
ρ_N	Hustota přepočtená na normální stav	$[kg \cdot m^{-3}]$
$\rho_{n,l}$	Hustota plynu nasávaného prvním stupněm kompresoru	$[kg \cdot m^{-3}]$
σ_c	Celkový tlakový poměr	$[-]$

0. Úvod

Bakalářská práce se zabývá kompresí čtyř různých technických plynů pro různé hodnoty polytropických exponentů. V teoretické části jsou popsány vratné stavové změny ideálního plynu. Dále jsou řešeny základní technické údaje kompresorů jako výkonnosti a účinnosti. Dále je řešené dělení kompresorů na různé druhy. V závěru teoretické části je popsáno hlavní dělení kompresorů a to podle způsobu zvyšování tlaku na objemové a dynamické.

V praktické části se bakalářská práce věnuje kompresi čtyř technických plynů – vzduchu, vodíku, hélia a argonu. U každého plynu je postupně zvyšován polytropický exponent od 1 až do κ . Jsou porovnány z hlediska měrné objemové práce, měrné technické práce a měrného sděleného tepla. Za každou kapitolou je tabulka graf pro zmíněné veličiny.

Dále jsou vyhodnoceny vypočtené výsledky v p-v diagramech pro tyto čtyři plyny. Jsou provedeny výpočty změny entropie, aby byly sestrojeny T-s diagramy těchto čtyř plynů. Výsledky jsou okomentovány a vyhodnoceny slovně.

1. Všeobecná teorie kompresorů

Kompresory jsou mechanická zařízení, která se používají ke zvýšení tlaku vzduchu, plynu nebo páry a to z důvodu přemístění daného média z jednoho místa na druhé. Vstupní nebo sací tlak se může pohybovat od nízkých subatmosférických úrovní tlaku až po takovou úroveň tlaku, která je kompatibilní s pevnostními limity potrubí a nádoby. [1]

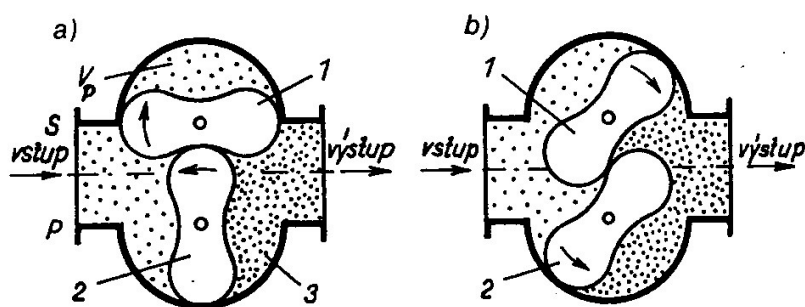
Teorie komprese je primárně definována zákony o ideálním plynu a prvním a druhým zákonem termodynamiky. [1]

Na pohon kompresorů se spotřebuje až 30 % celosvětově vyrobené elektrické energie, proto vznikají stále nové stroje s lepšími parametry, aby se smysluplně využila přivedená energie. V procesním inženýrství připravují kompresory plyny k chemickým reakcím a umožňují jejich dopravu na dlouhé vzdálenosti. [2]

Mezi nepochybná pozitiva kompresorů patří fakt, že vzduch je prakticky neomezeně dostupný jako vstupní médium a ekologicky nezávadný, nehořlavý a nevybušný. [3]

1.1 Historie

Za vůbec první kompresor je pokládán ručně ovládaný měch z doby asi 3 000 let před naším letopočtem. Tento měch byl důležitý pro tavení mědi, cínu, olova a železa. V 50. letech 19. století se lidé snažili najít náhradu za vodní kolo a tak Francis Roots a jeho bratr Philander Roots vymysleli přístroj známý jako Rootsovo dmyhadlo. Konstrukce Rootsova dmyhadla se skládala z páru rotorů ve tvaru čísla 8, které rotovali v opačných směrech. Zatímco v Evropě experimentovali s tímto designem, bratři Rootsové zdokonalili design a uvedli Rootsovo dmyhadlo do velkovýroby. [1, 2]

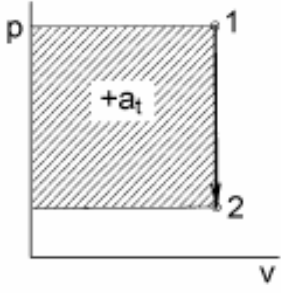
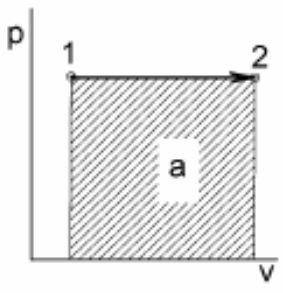
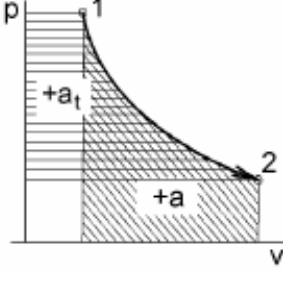
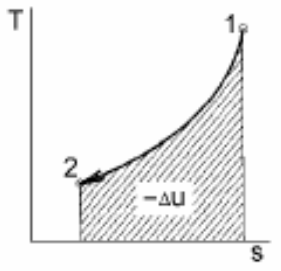
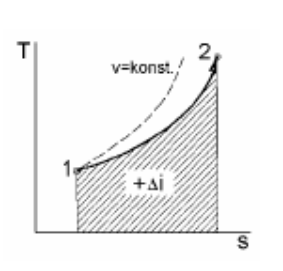
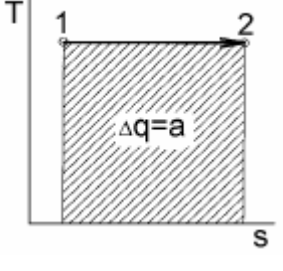


Obr. 1 Princip funkce Rootsova dmyhadla [5]

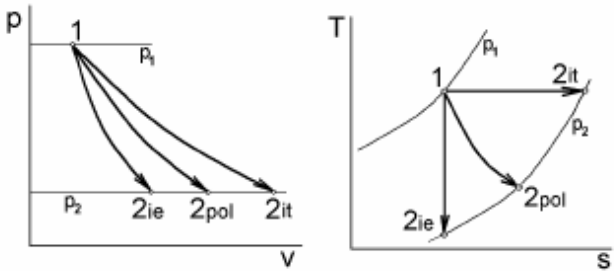
Za první „moderní“ kompresor je považován ležatý pístový kompresor z roku 1894. Za nedlouho poté začala průmyslová výroba turbokompresorů ve Francii, Anglii a také ve Škodových závodech. První bezmazný šroubový kompresor byl sestaven díky švédskému inženýrovi Alfrédu Lysholmovi v roce 1934. [2]

2. Vratné stavové změny ideálního plynu

Skutečné děje v tepelných strojích nahrazujeme při rozboru základními vratnými změnami stavu. Změny jsou znázorňovány v p-v a T-s diagramech a při rozboru se určuje rovnice změny stavu, vztahy mezi určovacími stavovými veličinami, měrnou jednorázovou práci a [$J \cdot kg^{-1}$], měrnou technickou práci a_t [$J \cdot kg^{-1}$] a měrným sděleným teplem q [$J \cdot kg^{-1}$]. [4]

	Izochorická změna	Izobarická změna	Izotermická změna
	$v = konst. v_1 = v_2$	$p = konst. p_1 = p_2$	$T = konst. T_1 = T_2$
	Charlesův zákon $\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1}$	Gay-Lussacův zákon $\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1}$	Boylův zákon $v \cdot p = konst.$
Objemová práce	$a = 0$	$a = p \cdot (v_2 - v_1)$	$a = p_1 \cdot v_1 \cdot \ln \frac{v_2}{v_1}$
Technická práce	$a_t = v \cdot (p_1 - p_2)$	$a_t = 0$	$a_t = r \cdot T_1 \cdot \ln \frac{p_1}{p_2}$
Sdělné teplo	$q = c_v \cdot (T_2 - T_1)$	$q = c_p \cdot (T_2 - T_1)$	$q = a = a_t$
Graf p-v			
Graf T-s			

Tabulka 1 Vratných stavových změn (izochorické, izobarické, izotermické) [4]

	Adiabatická změna	Polytropická změna
	$dq = 0$	$1 < n < \kappa$
Objemová práce	$a = -c_v \cdot (T_2 - T_1)$	$a = \frac{p_1 \cdot v_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]$
Technická práce	$a_t = \kappa \cdot a$	$a_t = n \cdot a$
Sdělené teplo	$q = 0$	$q = c_n \cdot (T_2 - T_1)$
Grafy p-v a T-s		

Tabulka 2 Adiabatické a polytropické změny [4]

3. Základní technické údaje kompresorů

Hlavní parametry strojů jsou popsány technickými údaji. Patří mezi ně celkový tlakový poměr $\sigma_c = \frac{p_c}{p_{n,1}}$ [–], výkonnost pístového kompresoru \dot{V}_d [$m^3 \cdot s^{-1}$], celkový příkon kompresoru P_{sp} [W], účinnost kompresoru η [–], počet stupňů z [–] a otáčky kompresoru n_k [s^{-1}, min^{-1}]. [3]

S počtem stupňů souvisejí provozní náklady, které jsou z ekonomického hlediska rozhodujícím kritériem. Pro optimální počet stupňů s nejnižšími provozními náklady jsou u kompresorů s dlouhodobým provozem rozhodující náklady na energii. U strojů s krátkodobým využitím jsou rozhodující investiční náklady. [2]

Ve firemní literatuře bývají uvedeny zpravidla také další parametry. Tlak nasávaného plynu $p_{n,l}$ [Pa], teplota nasávaného plynu $t_{n,l}$ [°C], teplota ve výtlačném hrdle stroje t_d [°C], hmotnost kompresoru m_k [kg], spotřeba chladicí vody \dot{V}_v [$l \cdot s^{-1}$] a spotřeba oleje \dot{m}_{ol} [$kg \cdot s^{-1}$]. Pro objemové kompresory bývají dále uváděny tyto parametry. Využití pracovního prostoru λ [–], počet válců i_v [–], průměry válců D_v [m] a zdvih pístu s_p [m]. [3]

3.1 Výkonnost kompresorů

Základním parametrem z hlediska využitelnosti kompresoru je výkonnost. Z definice vyplývá, že je to objemový průtok plynu sacím hrdlem kompresoru dopravovaný až do spotřebiče. Změna barometrického tlaku ani změna teploty nasávaného plynu neovlivňují tuto veličinu. Závisí ovšem na současném stavu stroje, celkovém tlakovém poměru a na stupni opotřebení částí, které těsní pracovní prostor. [3]

Stupeň opotřebení kompresoru můžeme posoudit srovnáním naměřených hodnot současné výkonnosti s hodnotou jmenovité výkonnosti (udanou výrobcem u nových strojů). [3]

Výkonnost se vypočte z rovnice (3.1): [2]

$$\dot{V}_d = \dot{V}_n - \dot{V}_o \quad [m^3 \cdot h^{-1}] \quad (3.1)$$

$$\text{Kde: } \dot{V}_n - \text{objem nasávaného plynu} \quad [m^3 \cdot h^{-1}]$$

$$\dot{V}_o - \text{objem plynu unikajícího netěsnostmi} \quad [m^3 \cdot h^{-1}]$$

3.2 Hmotnostní výkonnost

Hmotnostní výkonnost slouží k vyjádření dopravovaného množství plynů kompresorem a je definována jako hmotnostní průtok plynu výtlačným hrdlem stroje. Vztah mezi současnou výkonností a výkonností hmotnostní, kterou zjišťujeme měřením ve výtlačku, je definován vztahem (3.2). [3]

$$\dot{m}_d = \dot{V}_d \cdot \rho_{n,l} \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (3.2)$$

$\rho_{n,l}$ je hustota plynu, který je nasáván prvním stupněm kompresoru, a je udávána stavovou rovnicí (3.3) v závislosti na teplotě $T_{n,l}$ a tlaku $p_{n,l}$. [3]

$$\rho_{n,l} = \frac{p_{n,l}}{r \cdot T_{n,l}} \quad [kg \cdot m^{-3}] \quad (3.3)$$

$$\text{Kde: } p_{n,l} - \text{tlak v sacím potrubí} \quad [Pa]$$

$$r - \text{plynová konstanta} \quad [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

$$T_{n,l} - \text{teplota v sacím potrubí} \quad [K]$$

Tímto se vysvětluje, proč se hodnota dopravovaného množství někdy výrazně mění v průběhu dne či roku. [3]

Využívání hmotnostní výkonnosti \dot{m}_d k určení dopravovaného množství je nejpříjemnější, avšak v technické praxi se neujalo. Hmotnostní průtok se přepočítává na objemový průtok, na tak zvaný standardní (normální) stav $\dot{V}_{d,N}$ pomocí rovnice (3.4). [3]

$$\dot{m}_d = \dot{V}_{d,N} \cdot \rho_N \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (3.4)$$

$$\text{Kde: } p_N - \text{normální (standardní) tlak } 100 \text{ kPa (dříve } 101,325 \text{ kPa)}$$

T_N – normální (standardní) teplota 293,16 K (dříve 273,16 K)

3.3 Účinnosti kompresorů

Míru dokonalosti kompresorů posuzujeme stupněm využití přivedené energie. U většiny kompresorů definujeme účinnosti přímé (poměr výkonu $P_{už}$ a příkonu stroje P). [3]

$$\eta = \frac{P_{už}}{P} \quad [-] \quad (3.5)$$

Rozdíl mezi využitou energií $W_{už}$ a přivedenou energií W jsou ztráty energie W_z (energie, která se nevyužije a je bez užitku odvedena do okolí). [3]

$$W_z = W - W_{už} \quad [J] \quad (3.6)$$

Vedle přímé účinnosti se využívá účinnost nepřímá, která porovnává příkon kompresoru ideálního a skutečného. Pomocí ideálního stroje, který je jen představou, se zkoumá míra dokonalosti skutečného stroje.

3.3.1 Účinnost izotermická

Izotermickou účinnost definujeme zejména u kompresorů pístových, které jsou považované za chlazené. Je to poměr příkonu ideálního kompresoru P_{it} a celkového příkonu skutečného kompresoru P_{sp} a je definována vztahem (3.7). [3]

$$\eta_{it,sp} = \frac{P_{it}}{P_{sp}} = \frac{\dot{m}_d \cdot a_{it}}{P_{sp}} \quad [-] \quad (3.7)$$

Kde: P_{it} - izotermický příkon ideálního stroje [W]

P_{sp} - celkový příkon skutečného kompresoru [W]

\dot{m}_d - dopravovaný hmotnostní průtok [kg · s⁻¹]

a_{it} - izotermická měrná práce [J · kg⁻¹]

Žádanější je však snadno vyhodnotitelná izotermická účinnost celého soustrojí, která je definována vztahem (3.8). [3]

$$\eta_{it,el} = \frac{P_{it}}{P_{el}} \quad [-] \quad (3.8)$$

3.3.2 Účinnost izoentropická

Využívá se zejména u turbokompresorů a u rotačních kompresorů a definují ji vztahy (3.9), (3.10). [3]

$$\eta_{ie,sp} = \frac{P_{ie}}{P_{sp}} \quad [-] \quad (3.9)$$

$$\eta_{ie,el} = \frac{P_{ie}}{P_{el}} \quad [-] \quad (3.10)$$

Hodnoty izotermické a izoentropické účinnosti nemůžeme porovnávat, protože jsou vázány touto závislostí (3.11). [3]

$$\omega = \frac{\eta_{it}}{\eta_{ie}} = \frac{P_{it}}{P_{ie}} = \frac{a_{it}}{a_{ie}} = \frac{\ln \sigma_c}{\frac{\kappa}{\kappa-1} (\sigma_c^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1)} \quad [-] \quad (3.11)$$

Kde: σ_c - celkový tlakový poměr [-]

κ - Poissonovo číslo [-]

Při porovnávání účinností kompresorů, které využívají rozdílné účinnosti, používáme tento vztah (3.12). [3]

$$\eta_{it} = \eta_{ie} \cdot \omega \quad [-] \quad (3.12)$$

4. Rozdělení kompresorů

Kompresory se dělí podle několika hledisek: [2]

- Podle tlakového poměru
 - Dmychadla $(\sigma_c < 3)$ [–]
 - Nízkotlaké kompresory $(\sigma_c = 3 \text{ až } 25)$ [–]
 - Středotlaké kompresory $(\sigma_c = 25 \text{ až } 100)$ [–]
 - Vysokotlaké kompresory $(\sigma_c = 100 \text{ až } 300)$ [–]
 - Hyperkompresory $(\sigma_c > 300)$ [–]
- Podle stlačovaného média
 - Vzduchové
 - Plynové
- Podle počtu stupňů
 - Jednostupňové
 - Vícestupňové

Vícestupňová komprese se používá hlavně ze tří důvodů a to, že při vícestupňové kompresi dosahujeme vysokých tlaků a je zajištěna vyšší bezpečnost s ohledem na nejvyšší přípustnou teplotu. Nezanedbatelná je i úspora kompresní práce. [4]

- Podle výkonnosti \dot{V}_d na: [2]
 - Kompresory malé $\dot{V}_d < 150$ [$m^3 \cdot h^{-1}$]
 - Kompresory střední $\dot{V}_d = 150 \text{ až } 5000$ [$m^3 \cdot h^{-1}$]
 - Kompresory velké $\dot{V}_d > 5000$ [$m^3 \cdot h^{-1}$]

Výkonnost kompresoru je jedním ze základních údajů kompresoru z hlediska jeho využití. Výkonnost kompresoru se definuje jako hmotnostní nebo objemový průtok výstupním hrdlem zařízení, který je jen částí nasávaného plynu, protože zde dochází ke ztrátám a úniku do okolí. V praxi nejčastěji bývá výkonost uváděna jako objemový průtok, který je vztažený na tzv. normální podmínky (je definována teplota a tlak), protože objem plynu se s teplotou a tlakem do značné míry mění. [8]

- Podle výtlačného tlaku
 - Ventilátory
 - Dmychadla
 - Kompresory
 - Vývěvy

Schopnost vyvinout největší přetlak mají kompresory (nad 0,3 MPa), dmychadla o něco menší a to od 0,01 do 0,3 MPa. U ventilátorů záleží především na tom, aby byla plynu dodána kinetická energie, aby byl schopný pohybu, a velikost přetlaku u ventilátorů není většinou podstatná (do 0,01 MPa). U vývěv dochází k nasávání vzduchu při tlaku nižším, než je tlak atmosférický. Je potřeba získat velký podtlak, aby se plyn odsál z uzavřeného prostoru. [9]

- Podle umístění

Stacionární



Obr. 2 Stacionární kompresor [16]

Přenosné



Obr. 3 Přenosný kompresor [17]

Pojízdné



Obr. 4 Pojízdný kompresor [10]

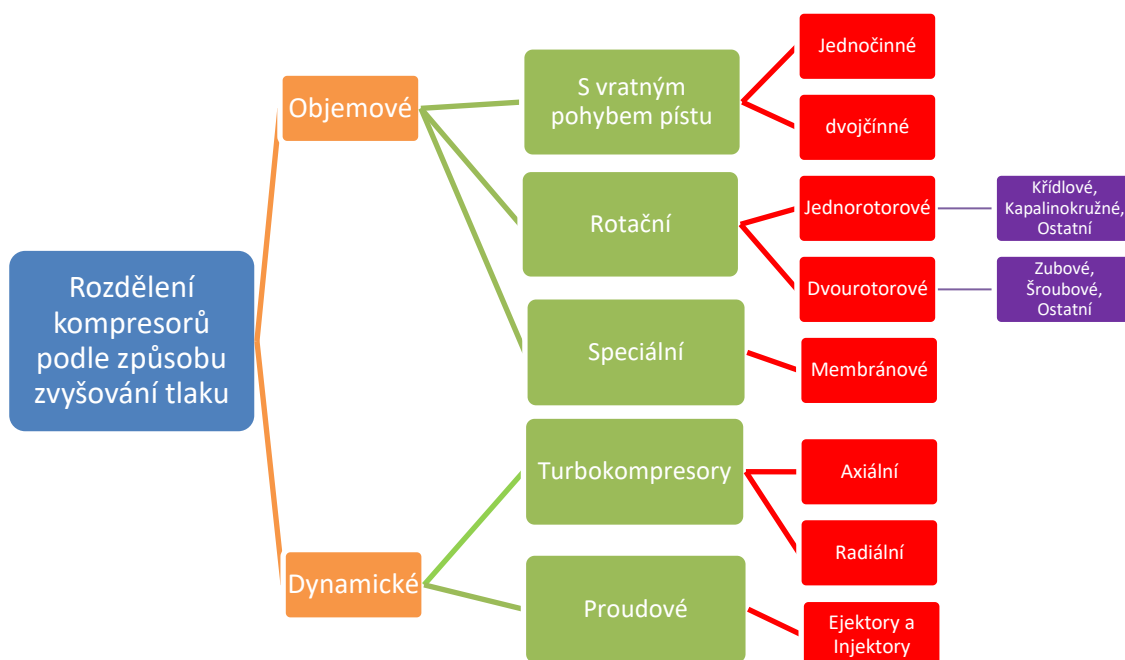
- Podle použití oleje
 - Bezolejové
 - Olejové

Bezolejový kompresor má kvůli nadměrnému tření speciální píst. Tento typ kompresoru nemá ve stlačeném médiu obsaženy olejové páry. S touto výhodou je používán v potravinářském průmyslu. Avšak kvůli konstrukci je limitován jeho výkon. Olejový kompresor má zajištěno mazání tak, že je olej vstřikován do prostoru válce. Nevýhodou je, že u tohoto typu kompresoru se dostávají olejové páry do stlačovaného média. [11]

Dále se kompresory dělí podle chladicího média a to na chlazené vzduchem, chlazené vodou, chlazené olejem.

4.1 Rozdělení kompresorů podle způsobu zvyšování tlaku

Podle způsobu stlačování dělíme kompresory na objemové a rychlostní (dynamické). [3]



Tabulka 3 Rozdělení kompresorů podle způsobu zvyšování tlaku

5. Objemové kompresory

U objemových kompresorů dochází ke zvýšení tlakové energie zmenšením objemu pracovního prostoru, v němž je plyn uzavřen. U pístových kompresorů se dosahuje komprese periodickými změnami pracovního prostoru, ve kterém je plyn uzavřen. Tuto změnu pracovního prostoru vyvolá přímočarý vratný pohyb pístu. U kompresorů membránových dochází ke stlačování plynu pomocí prohýbání pružné membrány. Kompresory rotační využívají ke stlačování plynu rotačního pohybu pístu. [2]

5.1 Objemové kompresory s vratným pohybem pístu

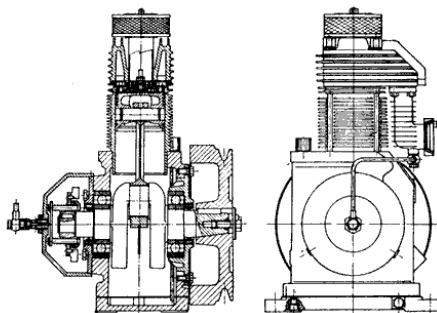
Tyto kompresory mají největší uplatnění v chemickém průmyslu, protože se využije jejich schopnost dosáhnout nejvyšších tlaků. U hyperkompresorů překračují kompresní poměry hodnotu $\sigma_c = 2500$. Velké pístové kompresory pracují s výkonností až $20\,000\text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ a maximální příkon k jejich pohonu je 5 MW . [3]

5.1.1 Ležaté kompresory

Patří k nejstarším typům pístových kompresorů, kdy při jejich konstrukci byly aplikovány znalosti ze stavby parních strojů. Tyto kompresory mají dlouhou životnost, nízké otáčky a je u nich předpokládána snadná údržba a obsluha, díky umístění chladiče a odlučovače pod úrovní stroje. V dnešní době se ležaté kompresory vyrábí jen jako laboratorní stroje, u nichž se dosahuje vysokých tlaků a malých výkonností. [2, 3]

5.1.2 Stojaté kompresory

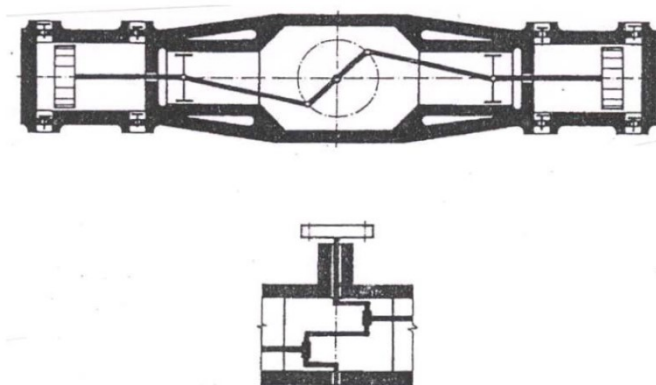
Vzorem pro stojaté kompresory se staly spalovací motory, přičemž byla snaha zlevnit výrobu zvyšováním otáček. Víceválcové uspořádání umožnilo to, že došlo k lepšímu vyvážení setrvačných sil a momentů. Vícestupňovým kompresorům značně narůstá výška strojovny, která musí umožnit demontáž pístů. Stojaté kompresory se zpravidla staví jen jako nízkotlaké, jedno až třístupňové. Většinou se používají na speciální účely jako kompresory bezmazné, plnicí, kyslíkové nebo membránové. [2]



Obr. 5 Jednostupňový jednoválcový stojatý pístový kompresor [6]

5.1.3 Boxerové kompresory

Spojují přednosti stojatého a ležatého kompresoru. Osy válců jsou v horizontální poloze a ke každému zalomení hřídele jsou přiřazeny dva písty pohybující se proti sobě. Takto předpokládáme, že dochází k úplnému vyvážení setrvačných sil a při vhodném uspořádání i setrvačných momentů. Oproti ležatým kompresorům dosáhneme až trojnásobného zvýšení otáček. [2]



Obr. 6 Schéma boxerového kompresoru [2]

5.1.4 Úhlové kompresory

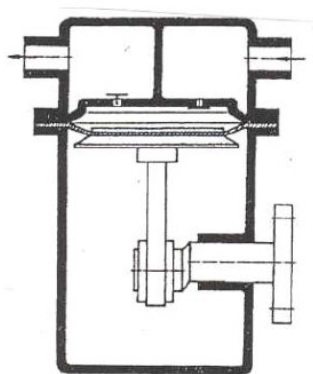
Skládají se z válců s vodorovnými i svislými osami. Dochází zde k úspoře půdorysné plochy a dobrému vyvážení setrvačných sil, protože je kliková hřídel zalomena a přesazena o 90°. Tyto kompresory se vyznačují klidným chodem a stavějí se i jako bezmazné. [2, 3]

5.2 Zvláštní druhy pístových kompresorů

5.2.1 Kompresory membránové

Řadí se ke speciálním typům kompresorů, protože dochází ke zmenšení pracovního prostoru prohýbání pružné membrány. Jednodušší konstrukce využívají mechanicky ovládanou pryžovou membránu. U složitějších typů se hydraulicky ovládaná membrána (z kovu) spojuje s pístovým olejovým čerpadlem. Mezi přednosti těchto kompresorů patří to, že mají malý škodlivý prostor, který umožňuje dosáhnout vysokého kompresního poměru, a mají čistý pracovní prostor, do kterého se nedostává olej. Nevýhodou je velká hmotnost. [3]

Membránové kompresory jsou využity především na stlačování malých množství vzácných plynů a jsou používány i v případech, kdy nesmí stlačovaný plyn unikát do okolí. [3]



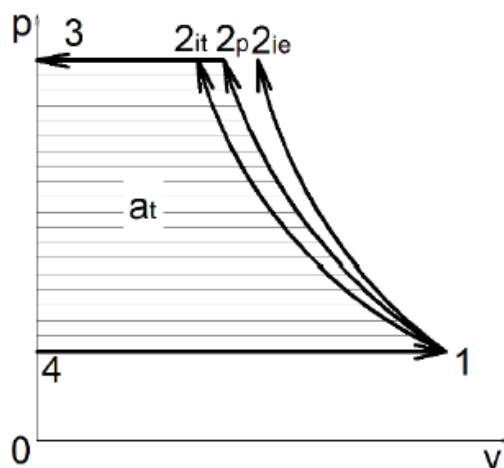
Obr. 7 Schéma membránového kompresoru [3]

5.2.2 Chladivové kompresory

Bývají součástí chladicích zařízení a je vyžadována naprostá těsnost pracovního prostoru, aby stlačené chladivo neunikalo do okolí. Nedochází zároveň k pronikání vlhkosti a vzduchu do kompresoru. Stavějí se jako pístové kompresory stojaté, ucpávkové, polohermetické, hermetické. [3]

5.3 Přeměny energie v pístovém kompresoru

Transformace energie je u pístových kompresorů vysvětlována na schématu a p-v diagramu. [3]



Obr. 8 p-v diagram různých druhů kompresí [7]

Plocha diagramu představuje technickou stlačovací práci: [7]

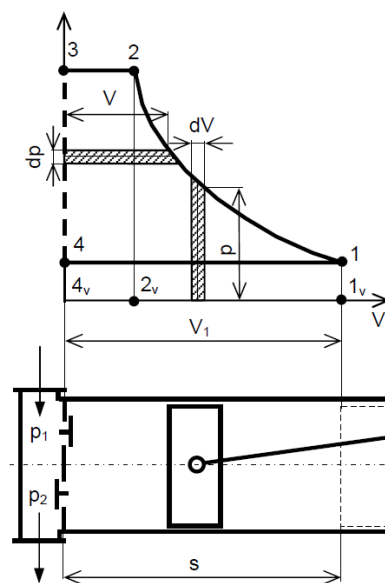
- 4-1 sání
- 1-2 komprese
- 2-3 výtlak
- 3-4 pokles tlaku

Pracovní oběh ideálního kompresoru není uzavřen. Začíná v bodě 4 při nasávání plynu. Píst je v horní úvratí. Píst se pohybuje do dolní úvratí a dochází ke zvětšení pracovního prostoru (4-1). Přes sací ventil vniká plyn do válce za konstantního tlaku a teploty. Uzavře se sací ventil a dochází pohybem pístu ke zmenšení pracovního prostoru a tím ke kompresi. Při stoupnutí na tlak $2p$ se otevře výtlačný ventil a vytlačí plyn z válce. Oběh je ukončen v bodě 3 a píst se opět dostal do horní úvratí. Poté se celý děj opakuje. [3]

U kompresorů k výpočtu účinnosti používáme porovnání reálného pracovního procesu s pracovním procesem ideálním. Jedná se o výpočet tzv. nepřímé porovnávací účinnosti. V případě pístových kompresorů je skutečný děj porovnáván s dějem izotermickým, protože při izotermické kompresi je díky konstantní teplotě nejmenší potřebná kompresní práce. [7]

5.4 Ideální kompresor

Přeměna energie probíhající u pístových kompresorů je popisována rozdíly mezi strojem skutečným a ideálním. Přeměna energie v ideálním pístovém kompresoru, který je dokonale těsný a jednostupňový, probíhá bez ztrát. Jelikož nemá škodlivý prostor ($V_3 = 0$), je objem pracovního prostoru V_1 , v němž probíhá pracovní proces, stejný se zdvihovým objemem válce. Ten je dán součinem činné plochy S_1 [m²] všech pístů na prvním stupni stroje a zdvihu s_p [m]. [2]



Obr. 9 Oběh ideálního kompresoru [3]

$$V_1 = V_2 = S_1 \cdot s_p \quad [\text{m}^3] \quad (5.1)$$

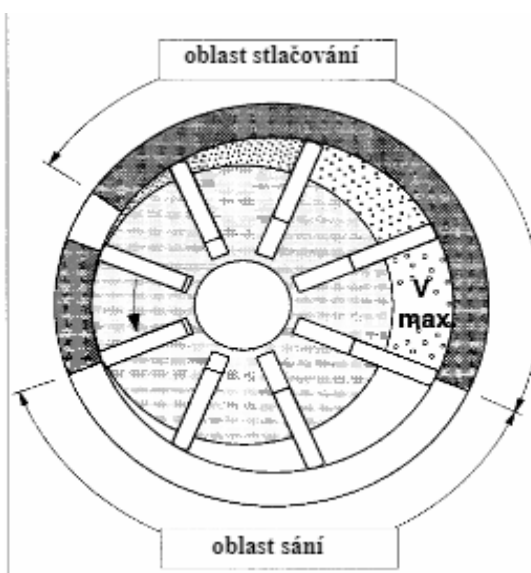
5.5 Objemové kompresory s rotačním pohybem pístu

Pohyb pístu těchto strojů je otáčivý, odpadá nevyvážený vratný pohyb. Mezi výhody patří možnost zvýšení otáček, přímé spojení s motorem, menší hmotnost a rozměry a menší finanční náklady na pořízení stroje. Mají nenáročný a jednoduchý uložení. Rotační kompresory mohou být jednostupňové (s tlakovým poměrem $\sigma_c = 3 - 4$), dvoustupňové (s tlakovým poměrem $\sigma_c = 8 - 10$) nebo třístupňové. Kvůli absenci ventilových rozvodů, probíhá stlačování s tak zvaným „vestavěným tlakovým poměrem“, který je konstantní. Mezi nevýhody patří nižší účinnost, vyšší hlučnost a nepřizpůsobení se protitlaku v síti. [3]

5.5.1 Jednorotorové kompresory

Křídlové kompresory

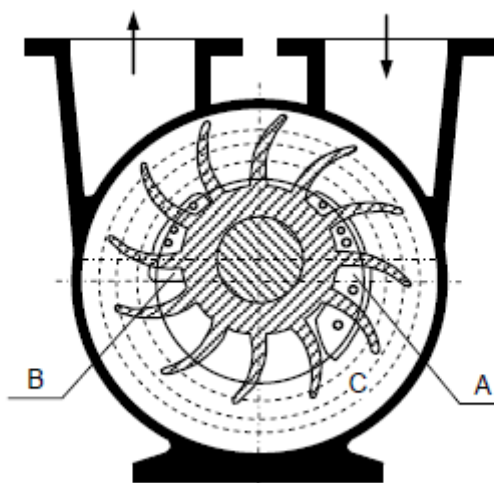
Křídlový kompresor je vícekomorový a pracuje v jednom stupni. V kruhové komoře (stator) se otáčí excentricky uložený rotor vybavený podélnými drážkami, ve kterých se volně pohybují ocelové desky (křídla). Odstředivou silou rotoru je stlačované médium přitlačeno ke kruhové stěně statoru, čímž vznikají komory, které mají proměnný objem. Přes sací filtr a ventilovou komoru je médium nasáváno do komor. Nasáté médium se otáčivým pohybem rotoru uzavírá a zmenšením objemu komory dochází ke kompresi. Na horní straně statoru médium vystupuje. [12]



Obr. 10 Schéma křídlového kompresoru [12]

Vodokružné kompresory

Ve většině případů se používají jako vývěvy a podobně jako u křídlových kompresorů dochází ke kompresi zmenšováním komůrek při otáčení rotoru s lopatkami, který je uložen excentricky. Mezi výhody tohoto kompresoru patří vysoká provozní spolehlivost, klidný chod, dlouhá životnost a nenáročná údržba. Nevýhodou je nižší účinnost. Využití pracovního prostoru se pohybuje v rozmezí 60 až 70 %. Vodokružné kompresory mají výkonnosti od 10 až do $24\,000\text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Malé kompresory mají až 50 otáček za sekundu, u větších strojů bývají 4 otáčky za sekundu. [3]



Obr. 11 Schéma vodokružného kompresoru [3]

5.5.2 Dvourotorové kompresory

Zubové kompresory

Nejznámějším příkladem je Rootsovo dmychadlo se dvěma stejnými rovnoběžně uloženými rotory (písty), které se otáčejí ve skříni. Se zřetelem na optimální využití pracovního prostoru jsou vůle mezi rotory navzájem a rotorem a stěnou válce nepatrné. Plyn je nasáván do pracovních komor mezi rotory a válcem. Po přerušení sání je plyn za konstantního objemu dopravován k výtlaku. Po spojení komory s výtlakovým hrdlem dochází k stlačování a vytlačování média. Pracovní princip omezuje tlakový poměr, který bývá jen zřídka vyšší než 1,4. Pro snížení škodlivého vlivu netěsností pomáhá velká obvodová rychlost, která se pohybuje od 20 až do 60 $m \cdot s^{-1}$ (u vývěv i 100 $m \cdot s^{-1}$). Izoentropická účinnost bývá $\eta_{ie} = 0,5$ až 0,7. Minimální provozní tlak v sání je 50 kPa, výkonnost se pohybuje v rozmezí 10 až 60 000 $m \cdot h^{-1}$. [3]

Šroubové kompresory

Jsou dvouhřídelové stroje s rotujícími písty, které nasávaný plyn stlačují ve směru os hřídelí. Dva rotory se vyznačují speciálním profilem, který je protiběžný a obě šroubovice spolu přesně zabírají. Jsou uloženy s minimální vůlí. [12]

Mezi výhody patří dosažení vysokých otáček, malé rozměry a nenáročná údržba. Nevýhodou těchto strojů je neměnný tlakový poměr π a vysoká hlučnost. [3]

6. Dynamické kompresory

V dnešní době se nejvíce využívají dva typy dynamických kompresorů – axiální a radiální turbokompresory. [1]

Tento typ kompresorů je používán ke stlačení většího množství plynu. V rychlostních kompresorech se zvyšuje rychlost plynu a poté se část kinetické energie přeměňuje na tlakovou. [13]

V turbokompresorech radiálních proudí stlačovaný plyn v oběžném kole směrem radiálním. U axiálních turbokompresorů proudí plyn podél osy rotace stroje. [6]

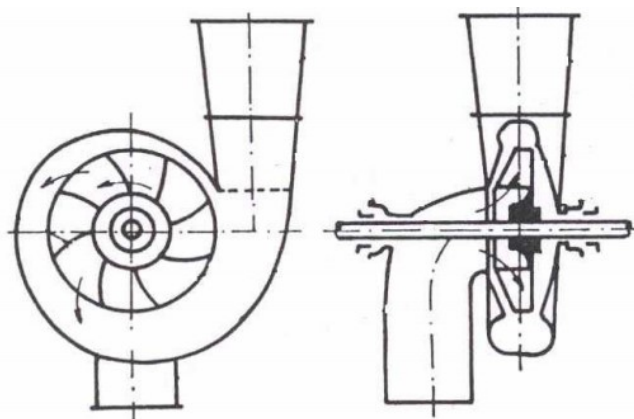
6.1 Radiální turbokompresory

Ke zvyšování tlaku a rychlosti plynů při průtoku pracovním prostorem rotoru dochází kontinuálně změnou hybnosti proudů. Kinetická energie se následně ve statoru z části mění na energii tlakovou. [2, 3]

Dynamický způsob stlačování vyžaduje vysoké obvodové rychlosti (110 až $380 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$) při otáčkách $3\,000$ až $80\,000 \text{ min}^{-1}$. Po vyvážení rotoru mají klidný chod, snadnou obsluhu a údržbu a dlouhou životnost. Stlačovaný plyn není znečišťován olejem. Výkonnosti se pohybují v rozmezí $1\,000$ až $100\,000 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ a tlakové poměry $\sigma_c = 20$. [2, 3]

U radiálních turbokompresorů se využívají regulace: [3]

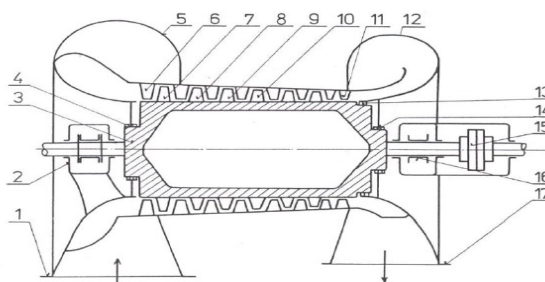
- změnou otáček
- škrcením v sání
- škrcením ve výtlaku
- odfukováním přes rekuperační turbínu nebo přímo do okolí
- přepouštěním do sání



Obr. 12 Schéma radiálního turbokompresoru [14]

6.2 Axiální turbokompresory

Jedná se o lopátkové stroje pro kontinuální stlačování plynů účinkem změny hybnosti proudu, který protéká po válcových plochách s osou stejnou s osou rotace. Při stejném průtoku (s ohledem na vyšší počet stupňů) jsou delší než radiální turbokompresory, ale mají menší hmotnost i radiální rozměry a vyšší účinnost o 2 až 5 %. Při vyšších výkonnostech vyžadují menší obestavěný prostor a při výkonnosti nad $15 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ jsou levnější. Dosahují tlaků až $1,5 \text{ MPa}$ a výkonnosti 10 000 až $2,5 \cdot 10^6 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, otáčky se pohybují v rozmezí 3 000 až 20 000 otáček za minutu. Obvodová rychlost lopatek bývá do $260 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. [3]



Obr. 13 Hlavní části axiálního turbokompresoru [3]

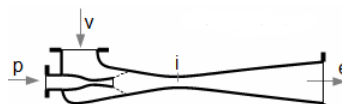
Na sací hrdlo 1 navazuje vstupní komora 5 a předřazený vstupní stator 6. Základní část je tvořena statorovými a rotorovými lopatkami (7 až 10). Oběžné lopatky jsou vsazeny do drážek vyfrézovaných na bubnu a difuzorové lopatky jsou vetknuty do tělesa statoru. Věnc oběžných lopatek se po délce kompresoru střídá s věncem pevných difuzorových lopatek. [3]

6.3 Ejektory a injektory

V proudovém kompresoru se využívá tlakové energie páry nebo vzduchu k udělení vysoce nadkritické rychlosti (řádově $1\,000 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$) v Lavalově dýze. Z ní vystupuje pracovní látka do směšovací komory, kde se mísí se stlačeným plynem a poté vstupuje do difuzoru, kde se kinetická energie směsi mění na tlakovou energii. Z difuzoru vystupuje směs s nízkou rychlostí do kondenzátoru, kde se odlučuje zkapalněná pára od stlačeného plynu. [6]

6.3.1 Ejektory a Injektory využití

Na výstupu z ejektoru je tlak nižší než tlak hnacího média na vstupu. Ejektory se používají například pro odsávání parovzdušné směsi z kondenzátoru, hnacím médiem na vstupu ejektoru bývá pára. U injektorů na výstupu je tlak vyšší než tlak hnacího média. Použití například: napájecí čerpadla vody do kotle. [15]



Obr. 14 Hlavní části ejektoru [15]

7. Praktická část

V praktické části se věnuji porovnání pracovních procesů ideálního objemového a ideálního dynamického a skutečného kompresoru pro stlačování čtyř různých technických plynů

Porovnám kompresory z hlediska základního termodynamického výpočtu prací a sděleného tepla. Výsledky vyhodnotím graficky i číselně sestrojením p-v a T-s diagramů.

Všechny výpočty jsou uvedeny v souladu se znaménkovými konvencemi technické termodynamiky, proto vycházejí výsledky prací a tepel záporně.

7.1 Zadání

Vstupní tlak (absolutní) – $p_1 = 1 \text{ bar} = 10^5 = 100\,000 \text{ [Pa]}$

Výstupní tlak (přetlak) – $p_{2-r} = 9 \text{ bar} = 9 \cdot 10^5 = 900\,000 \text{ [Pa]}$

Výstupní tlak (absolutní) – $p_2 = 900\,000 + 100\,000 = 1 \text{ [MPa]} = 1\,000\,000 \text{ [Pa]}$

Vstupní teplota - $T_1 = 20[^\circ\text{C}] = 293,15 \text{ [K]}$

8. Výpočet ideálního objemového kompresoru ($n=1$)

U ideálního objemového kompresoru je polytropický exponent roven 1. ($n = 1$)

Jedná se o izotermickou stavovou změnu, teplota zůstává konstantní. ($T = \text{konst.}$) Jde o ideální děj v praxi neuskutečnitelný.

8.1 Výpočet ideálního objemového kompresoru pro stlačování vzduchu

Nejdříve spočítáme měrný objem $v_1 \text{ [m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$ plynu na počátku komprese. Tento měrný objem se vypočte ze stavové rovnice ideálního plynu (8.1).

$$v_1 = \frac{(r \cdot T_1)}{p_1} \quad (8.1)$$

Kde: r – měrná plynová konstanta (pro vzduch $r = 287 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\text{])}$

T_1 – teplota na počátku komprese ($T_1 = 293,15 \text{ [K]}$)

p_1 – tlak na začátku komprese ($p_1 = 100\,000 \text{ [Pa]}$)

$$v_1 = \frac{(287 \cdot 293,15)}{100000}$$

$$v_1 = 0,841 \text{ [m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Dále spočítáme měrný objem $v_2 \text{ [m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$ na konci komprese ze vzorce (8.2).

$$v_2 = \frac{(p_1 \cdot v_1)}{p_2} \quad (8.2)$$

Kde: p_1 – tlak na začátku komprese ($p_1 = 100\,000\text{ [Pa]}$)

v_1 – měrný objem na počátku komprese ($v_1 = 0,841\text{ [m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$)

p_2 – tlak na konci komprese ($p_2 = 1\,000\,000\text{ [Pa]}$)

$$v_2 = \frac{(100000 \cdot 0,841)}{1000000}$$

$$v_2 = 0,0841\text{ [m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

U ideálního objemového kompresoru se jedná o izotermickou kompresi, proto teplota zůstává stejná.

$$T_2 = T_1$$

$$T_2 = 293,15\text{ [K]}$$

Technická práce $a_t\text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$ objemová práce $a\text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$ a sdělené teplo $q\text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$ se rovnají.

$$a = a_t = q$$

Objemová práce se spočte ze vzorce (8.3).

$$a = p_1 \cdot v_1 \cdot \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) \quad (8.3)$$

Kde: p_1 – tlak na začátku komprese

v_1 – měrný objem na začátku komprese

v_2 – měrný objem na konci komprese

$$a = 100000 \cdot 0,841 \cdot \ln\left(\frac{0,0841}{0,841}\right)$$

$$a = -193\,726\text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Jako druhou možnost výpočtu můžeme použít vztah (8.4) pro výpočet technické práce $a_t\text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$, u kterého nemusíme znát počáteční a koncový měrný objem plynu, ale musíme znát měrnou plynovou konstantu $r\text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\text{]}$ a teplotu na počátku komprese $T_1\text{ [K]}$.

$$a_t = r \cdot T_1 \cdot \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right) \quad (8.4)$$

$$a_t = 287 \cdot 293,15 \cdot \ln\left(\frac{100000}{1000000}\right)$$

$$a_t = -193\,726\text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

8.2 Výpočet ideálního objemového kompresoru pro stlačování vodíku

Pro výpočet stlačování vodíku potřebuji znát měrnou plynovou konstantu $r\text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\text{]}$, kterou zjistím z tabulek [18] a její hodnota je 4121,7.

Dále budeme pokračovat jako v předchozím případě a volím druhou variantu výpočtu (8.4), která je přesnější s ohledem na zaokrouhlování v první možnosti.

$$a_t = r \cdot T_1 \cdot \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right)$$

$$a_t = 4121,7 \cdot 293,15 \cdot \ln\left(\frac{100000}{1000000}\right)$$

$$a_t = -2\,782\,159 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

8.3 Výpočet ideálního objemového kompresoru pro stlačování hélia

Hodnotu měrné plynové konstanty $r \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\text{]}$ opět zjistím z tabulek [18] a její hodnota je 2 079 a pro výpočet použiji rovnici (8.4).

$$a_t = r \cdot T_1 \cdot \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right)$$

$$a_t = 2079 \cdot 293,15 \cdot \ln\left(\frac{100000}{1000000}\right)$$

$$a_t = -1\,403\,331 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

8.4 Výpočet ideálního objemového kompresoru pro stlačování argonu

Měrná plynová konstanta $r \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\text{]}$ pro argon má hodnotu 208,2. [18]

Pro výpočet použiji rovnici (8.4).

$$a_t = r \cdot T_1 \cdot \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right)$$

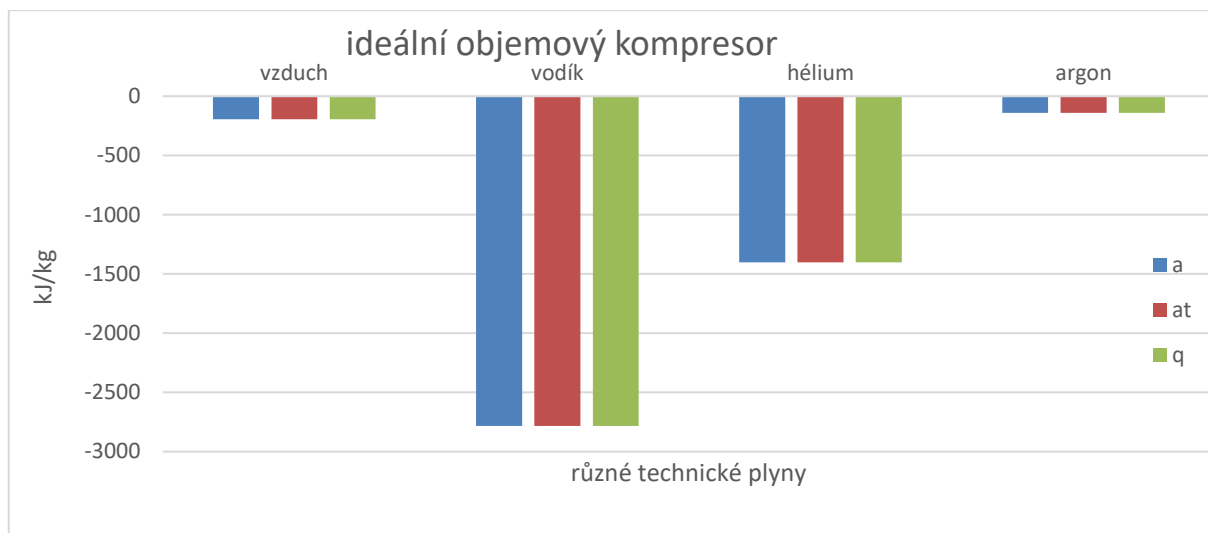
$$a_t = 208,2 \cdot 293,15 \cdot \ln\left(\frac{100000}{1000000}\right)$$

$$a_t = -140\,536 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

8.5 Tabulka a graf tepla a prací pro různé plyny při n=1

n=1	a [J/kg]	a _t [J/kg]	q [J/kg]
vzduch	-193 726	-193 726	-193 726
vodík	-2 782 159	-2 782 159	-2 782 159
hélium	-1 403 331	-1 403 331	-1 403 331
argon	-140 536	-140 536	-140 536

Tabulka 4 ideální objemový kompresor pro stlačování různých plynů



Obr. 15 Graf porovnání různých plynů ($n=1$)

9. Výpočet skutečného kompresoru ($n=1,1$)

U skutečného kompresoru se pohybuje hodnota polytropického exponentu v rozmezí 1- κ . Pro tuto kapitolu výpočtů jsem zvolil $n = 1,1$.

9.1 Výpočet skutečného kompresoru ($n=1,1$) pro stlačování vzduchu

Nejdříve spočítáme měrný objem $v_1 [m^3 \cdot kg^{-1}]$ plynu na počátku komprese. Tento měrný objem se vypočte ze stavové rovnice ideálního plynu (9.1).

$$v_1 = \frac{(r \cdot T_1)}{p_1} \quad (9.1)$$

Kde: r – měrná plynová konstanta (pro vzduch $r = 287 [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$)

T_1 – teplota na počátku komprese ($T_1 = 293,15 [K]$)

p_1 – tlak na začátku komprese ($p_1 = 100\,000 [Pa]$)

$$v_1 = \frac{(287 \cdot 293,15)}{100\,000}$$

$$v_1 = 0,841 [m^3 \cdot kg^{-1}]$$

Dále spočítáme měrný objem $v_2 [m^3 \cdot kg^{-1}]$ na konci komprese ze vzorce (9.2).

$$v_2 = \sqrt[n]{\frac{(p_1 \cdot v_1^n)}{p_2}} \quad (9.2)$$

Kde: p_1 – tlak na začátku komprese ($p_1 = 100\,000 [Pa]$)

v_1 – měrný objem na počátku komprese ($v_1 = 0,841 [m^3 \cdot kg^{-1}]$)

p_2 – tlak na konci komprese ($p_2 = 1\,000\,000 [Pa]$)

n – polytropický exponent ($n = 1,1$)

$$v_2 = \sqrt[1,1]{\frac{100\,000 \cdot 0,841^{1,1}}{1\,000\,000}}$$

$$v_2 = 0,1037 [m^3 \cdot kg^{-1}]$$

Dále spočítáme teplotu na konci komprese, která se vypočte ze vzorce (9.3).

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1} \quad (9.3)$$

Kde: T_1 – teplota na počátku komprese ($T_1 = 293,15 \text{ [K]}$)

v_1 –měrný objem na počátku komprese ($v_1 = 0,841 \text{ [m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$)

v_2 –měrný objem na konci komprese ($v_2 = 0,1037 \text{ [m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$)

n –polytropický exponent ($n = 1,1$)

$$T_2 = 293,15 \cdot \left(\frac{0,841}{0,1037}\right)^{1,1-1}$$

$$T_2 = 361,4 \text{ [K]}$$

Druhou možností výpočtu konečné teploty je výpočet pomocí poměru tlaků ze vzorce (9.4).

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (9.4)$$

$$T_2 = 293,15 \cdot \left(\frac{1000000}{100000}\right)^{\frac{1,1-1}{1,1}}$$

$$T_2 = 361,4 \text{ [K]}$$

Objemová práce se vypočítá ze vztahu (9.5) pomocí měrného objemu na počátku komprese $v_1 \text{ [m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$, tlaků na počátku a na konci děje a polytropického exponentu $n = 1,1$.

$$a = \frac{p_1 \cdot v_1}{n-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right] \quad (9.5)$$

$$a = \frac{1000000 \cdot 0,841}{1,1-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{1000000}{100000}\right)^{\frac{1,1-1}{1,1}}\right]$$

$$a = -195\,824 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Technickou práci spočítáme vynásobením polytropického exponentu $n[-]$ a objemové práce $a \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$.

$$a_t = n \cdot a \quad (9.6)$$

$$a_t = 1,1 \cdot (-195824,1)$$

$$a_t = -215\,407 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Pro výpočet sděleného tepla potřebujeme znát hodnotu měrné tepelné kapacity za stálého objemu $c_v \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\text{]}$, kterou zjistíme z rovnice (9.7).

$$c_v = \frac{r}{\kappa-1} \quad (9.7)$$

$$c_v = \frac{287}{1,4-1}$$

$$c_v = 717,5 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\text{]}$$

$$c_n = c_v \cdot \left(\frac{n-\kappa}{n-1} \right) \quad (9.8)$$

$$c_n = 717,5 \cdot \frac{(1,1-1,4)}{(1,1-1)}$$

$$c_n = -2\,152,5 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$$q = c_n \cdot (T_2 - T_1) \quad (9.9)$$

$$q = -2152,5 \cdot (361,4 - 293,15)$$

$$q = -146\,908 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

9.2 Výpočet skutečného kompresoru (n=1,1) pro stlačování vodíku

Nejdříve spočítáme měrný objem na počátku komprese z rovnice (9.1).

$$v_1 = \frac{(r \cdot T_1)}{p_1} \quad (9.1)$$

Kde: r – měrná plynová konstanta (pro vodík $r = 4121,7 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$)

T_1 – teplota na počátku komprese ($T_1 = 293,15 \text{ [K]}$)

p_1 – tlak na začátku komprese ($p_1 = 100\,000 \text{ [Pa]}$)

$$v_1 = \frac{(4121,7 \cdot 293,15)}{100000}$$

$$v_1 = 12,08 \text{ [m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Poté vypočítáme měrný objem $v_2 \text{ [m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$ na konci komprese ze vzorce (9.2).

$$v_2 = \sqrt[n]{\frac{(p_1 \cdot v_1^n)}{p_2}} \quad (9.2)$$

Kde: p_1 – tlak na začátku komprese ($p_1 = 100\,000 \text{ [Pa]}$)

v_1 – měrný objem na počátku komprese ($v_1 = 12,08 \text{ [m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$)

p_2 – tlak na konci komprese ($p_2 = 1\,000\,000 \text{ [Pa]}$)

n – polytropický exponent ($n = 1,1$)

$$v_2 = \sqrt[1,1]{\frac{100000 \cdot 12,08^{1,1}}{1000000}}$$

$$v_2 = 1,49 \text{ [m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Dále spočítáme teplotu na konci komprese, která se vypočte ze vzorce (9.3).

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1} \quad (9.3)$$

Kde: T_1 – teplota na počátku komprese ($T_1 = 293,15 \text{ [K]}$)

v_1 – měrný objem na počátku komprese ($v_1 = 12,08 \text{ [m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$)

v_2 – měrný objem na konci komprese ($v_2 = 1,49 \text{ [m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$)

n – polytropický exponent ($n = 1,1$)

$$T_2 = 293,15 \cdot \left(\frac{12,08}{1,49}\right)^{1,1-1}$$

$$T_2 = 361,4 \text{ [K]}$$

Objemová práce se vypočítá ze vztahu (9.5) pomocí měrného objemu na počátku komprese $v_1 [m^3 \cdot kg^{-1}]$, tlaků na počátku a na konci děje a polytropického exponentu $n = 1,1$.

$$a = \frac{p_1 \cdot v_1}{n-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad (9.5)$$

$$a = \frac{100000 \cdot 12,08}{1,1-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{1000000}{100000}\right)^{\frac{1,1-1}{1,1}} \right]$$

$$a = -2\,812\,789 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Technickou práci vypočteme vynásobením polytropického exponentu $n[-]$ a objemové práce $a \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$.

$$a_t = n \cdot a \quad (9.6)$$

$$a_t = 1,1 \cdot (-2812788,6)$$

$$a_t = -3\,094\,068 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Na výpočet sdíleného tepla potřebujeme znát hodnotu měrné tepelné kapacity za stálého objemu $c_v \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\text{]}$, kterou zjistíme z rovnice (9.7).

$$c_v = \frac{r}{\kappa-1} \quad (9.7)$$

$$c_v = \frac{4121,7}{1,41-1}$$

$$c_v = 10052,9 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\text{]}$$

$$c_n = c_v \cdot \left(\frac{n-\kappa}{n-1}\right) \quad (9.8)$$

$$c_n = 10052,9 \cdot \frac{(1,1-1,41)}{(1,1-1)}$$

$$c_n = -31\,164 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\text{]}$$

$$q = c_n \cdot (T_2 - T_1) \quad (9.9)$$

$$q = -31164 \cdot (361,4 - 293,15)$$

$$q = -2\,126\,943 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

9.3 Výpočet skutečného kompresoru (n=1,1) pro stlačování hélia

Na začátku spočítáme měrný objem na počátku komprese z rovnice (9.1).

$$v_1 = \frac{(r \cdot T_1)}{p_1} \quad (9.1)$$

Kde: r – měrná plynová konstanta (pro hélium $r = 2079 [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$)

T_1 – teplota na počátku komprese ($T_1 = 293,15 [K]$)

p_1 – tlak na začátku komprese ($p_1 = 100\,000 [Pa]$)

$$v_1 = \frac{(2079 \cdot 293,15)}{100000}$$

$$v_1 = 6,09 [m^3 \cdot kg^{-1}]$$

Následně vypočítáme měrný objem $v_2 [m^3 \cdot kg^{-1}]$ na konci komprese ze vzorce (9.2).

$$v_2 = \sqrt[n]{\frac{(p_1 \cdot v_1^n)}{p_2}} \quad (9.2)$$

Kde: p_1 – tlak na začátku komprese ($p_1 = 100\,000 [Pa]$)

v_1 – měrný objem na počátku komprese ($v_1 = 6,09 [m^3 \cdot kg^{-1}]$)

p_2 – tlak na konci komprese ($p_2 = 1\,000\,000 [Pa]$)

n – polytropický exponent ($n = 1,1$)

$$v_2 = \sqrt[1,1]{\frac{100000 \cdot 6,09^{1,1}}{1000000}}$$

$$v_2 = 0,75 [m^3 \cdot kg^{-1}]$$

Dále spočítáme teplotu na konci komprese, která se vypočte ze vzorce (9.3).

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1} \quad (9.3)$$

Kde: T_1 – teplota na počátku komprese ($T_1 = 293,15 [K]$)

v_1 – měrný objem na počátku komprese ($v_1 = 6,09 [m^3 \cdot kg^{-1}]$)

v_2 – měrný objem na konci komprese ($v_2 = 0,75 [m^3 \cdot kg^{-1}]$)

n – polytropický exponent ($n = 1,1$)

$$T_2 = 293,15 \cdot \left(\frac{6,09}{0,75}\right)^{1,1-1}$$

$$T_2 = 361,4 [K]$$

Objemovou práci vypočítáme ze vztahu (9.5) pomocí měrného objemu na počátku komprese $v_1 [m^3 \cdot kg^{-1}]$, tlaků na počátku a na konci děje a polytropického exponentu $n = 1,1$

$$a = \frac{p_1 \cdot v_1}{n-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right] \quad (9.5)$$

$$a = \frac{100000 \cdot 6,09}{1,1-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{1000000}{100000}\right)^{\frac{1,1-1}{1,1}}\right]$$

$$a = -1\,418\,037 [J \cdot kg^{-1}]$$

Technickou práci vypočteme vynásobením polytropického exponentu $n[-]$ a objemové práce $a [J \cdot kg^{-1}]$.

$$a_t = n \cdot a \quad (9.6)$$

$$a_t = 1,1 \cdot (-1418037)$$

$$a_t = -1\,559\,841 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Na výpočet sděleného tepla potřebujeme znát hodnotu měrné tepelné kapacity za stálého objemu $c_v \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$, kterou zjistíme z rovnice (9.7).

$$c_v = \frac{r}{\kappa - 1} \quad (9.7)$$

$$c_v = \frac{2079}{1,66 - 1}$$

$$c_v = 3\,150 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$$c_n = c_v \cdot \left(\frac{n - \kappa}{n - 1} \right) \quad (9.8)$$

$$c_n = 3\,150 \cdot \frac{(1,1 - 1,66)}{(1,1 - 1)}$$

$$c_n = -17\,640 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$$q = c_n \cdot (T_2 - T_1) \quad (9.9)$$

$$q = -17\,640 \cdot (361,4 - 293,15)$$

$$q = -1\,203\,930 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

9.4 Výpočet skutečného kompresoru (n=1,1) pro stlačování argonu

Nejprve spočítáme měrný objem $v_1 \text{ [m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$ plynu na počátku komprese. Měrný objem se vypočte ze stavové rovnice ideálního plynu (9.1).

$$v_1 = \frac{(r \cdot T_1)}{p_1} \quad (9.1)$$

Kde: r – měrná plynová konstanta (pro argon $r = 208,2 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$)

T_1 – teplota na počátku komprese ($T_1 = 293,15 \text{ [K]}$)

p_1 – tlak na začátku komprese ($p_1 = 100\,000 \text{ [Pa]}$)

$$v_1 = \frac{(208,2 \cdot 293,15)}{100000}$$

$$v_1 = 0,61 \text{ [m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Dále spočítáme měrný objem $v_2 \text{ [m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$ na konci komprese ze vzorce (9.2).

$$v_2 = \sqrt[n]{\frac{(p_1 \cdot v_1^n)}{p_2}} \quad (9.2)$$

Kde: p_1 – tlak na začátku komprese ($p_1 = 100\,000 \text{ [Pa]}$)

v_1 – měrný objem na počátku komprese ($v_1 = 0,61 \text{ [m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$)

p_2 – tlak na konci komprese ($p_2 = 1\,000\,000 \text{ [Pa]}$)

n – polytropický exponent ($n = 1,1$)

$$v_2 = \sqrt[1,1]{\frac{1000000 \cdot 0,61^{1,1}}{1000000}}$$

$$v_2 = 0,075 [m^3 \cdot kg^{-1}]$$

Využijeme možnosti výpočtu konečné teploty, kterou je výpočet pomocí poměru tlaků ze vzorce (9.4).

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (9.4)$$

$$T_2 = 293,15 \cdot \left(\frac{1000000}{1000000}\right)^{\frac{1,1-1}{1,1}}$$

$$T_2 = 361,4 [K]$$

Objemová práce se vypočítá ze vztahu (9.5) pomocí měrného objemu na počátku komprese $v_1 [m^3 \cdot kg^{-1}]$, tlaků na počátku a na konci děje a polytropického exponentu $n = 1,1$.

$$a = \frac{p_1 \cdot v_1}{n-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right] \quad (9.5)$$

$$a = \frac{1000000 \cdot 0,61}{1,1-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{1000000}{1000000}\right)^{\frac{1,1-1}{1,1}}\right]$$

$$a = -142\,037 [J \cdot kg^{-1}]$$

Technickou práci spočítáme vynásobením polytropického exponentu $n[-]$ a objemové práce $a [J \cdot kg^{-1}]$.

$$a_t = n \cdot a \quad (9.6)$$

$$a_t = 1,1 \cdot (-142\,037)$$

$$a_t = -156\,240 [J \cdot kg^{-1}]$$

Výpočet sděleného tepla:

$$c_v = \frac{r}{\kappa-1} \quad (9.7)$$

$$c_v = \frac{208,2}{1,67-1}$$

$$c_v = 310,7 [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

$$c_n = c_v \cdot \left(\frac{n-\kappa}{n-1}\right) \quad (9.8)$$

$$c_n = 310,7 \cdot \frac{(1,1-1,67)}{(1,1-1)}$$

$$c_n = -1771 [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

$$q = c_n \cdot (T_2 - T_1) \quad (9.9)$$

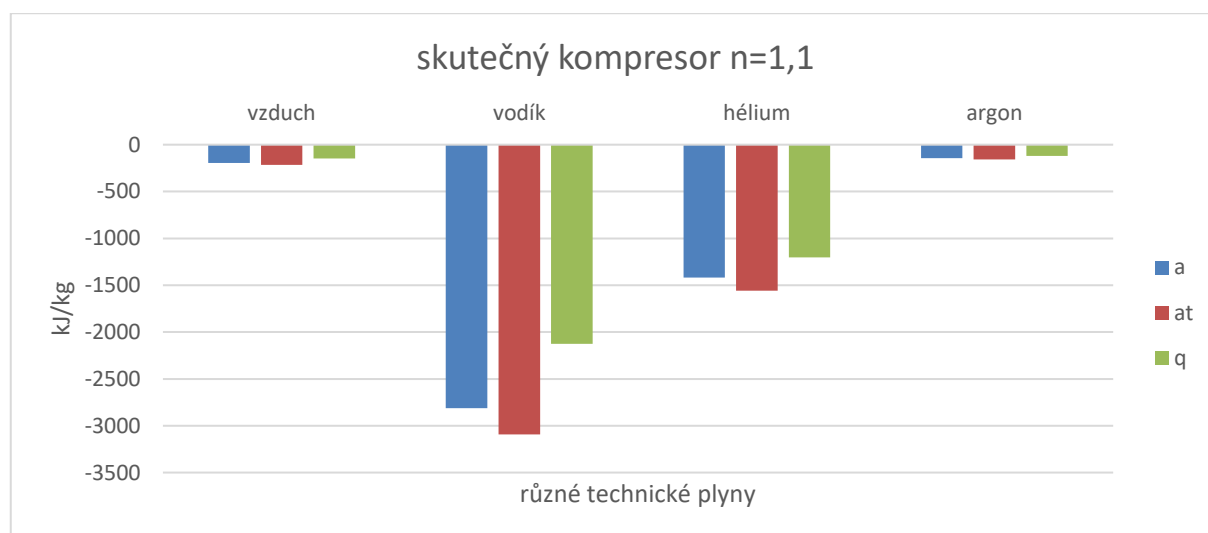
$$q = -1771 \cdot (361,4 - 293,15)$$

$$q = -120\,871 [J \cdot kg^{-1}]$$

9.5 Tabulka a graf prací a tepla pro různé plyny při $n=1,1$

$n=1,1$	a [J/kg]	a_t [J/kg]	q [J/kg]
vzduch	-195 824	-215 407	-146 908
vodík	-2 812 789	-3 094 068	-2 126 943
hélium	-1 418 037	-1 559 841	-1 203 930
argon	-142 037	-156 240	-120 871

Tabulka 5 skutečný kompresor ($n=1,1$) pro stlačování různých plynů



Obr. 16 Graf porovnání různých plynů ($n=1,1$)

10. Výpočet skutečného kompresoru ($n=1,2$)

Podle zadání počítám další skutečný kompresor, pro který volím hodnotu polytropického exponentu n o krok 0,1 větší a to $n = 1,2$.

10.1 Výpočet skutečného kompresoru ($n=1,2$) pro stlačování vzduchu

Jako první spočítáme měrný objem v_1 [$m^3 \cdot kg^{-1}$] plynu na počátku komprese. Ten se vypočte ze stavové rovnice ideálního plynu (10.1).

$$v_1 = \frac{(r \cdot T_1)}{p_1} \quad (10.1)$$

Kde: r – měrná plynová konstanta (pro vzduch $r = 287$ [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$])

T_1 – teplota na počátku komprese ($T_1 = 293,15$ [K])

p_1 – tlak na začátku komprese ($p_1 = 100\,000$ [Pa])

$$v_1 = \frac{(287 \cdot 293,15)}{100000}$$

$$v_1 = 0,841$$
 [$m^3 \cdot kg^{-1}$]

Spočteme měrný objem v_2 [$m^3 \cdot kg^{-1}$] na konci komprese ze vzorce (10.2).

$$v_2 = \sqrt[n]{\frac{(p_1 \cdot v_1^n)}{p_2}} \quad (10.2)$$

Kde: p_1 – tlak na začátku komprese ($p_1 = 100\,000\text{ [Pa]}$)

v_1 – měrný objem na počátku komprese ($v_1 = 0,841[m^3 \cdot kg^{-1}]$)

p_2 – tlak na konci komprese ($p_2 = 1\,000\,000\text{ [Pa]}$)

n – polytropický exponent ($n = 1,2$)

$$v_2 = \sqrt[1,2]{\frac{100000 \cdot 0,841^{1,2}}{1000000}}$$

$$v_2 = 0,1234[m^3 \cdot kg^{-1}]$$

Teplota na konci komprese, která se vypočte ze vzorce (10.3).

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1} \quad (10.3)$$

Kde: T_1 – teplota na počátku komprese ($T_1 = 293,15\text{ [K]}$)

v_1 – měrný objem na počátku komprese ($v_1 = 0,841[m^3 \cdot kg^{-1}]$)

v_2 – měrný objem na konci komprese ($v_2 = 0,1234[m^3 \cdot kg^{-1}]$)

n – polytropický exponent ($n = 1,2$)

$$T_2 = 293,15 \cdot \left(\frac{0,841}{0,1234}\right)^{1,2-1}$$

$$T_2 = 430,31\text{ [K]}$$

Objemová práce se vypočítá ze vztahu (10.4) pomocí měrného objemu na počátku komprese $v_1[m^3 \cdot kg^{-1}]$, tlaků na počátku a na konci děje a polytropického exponentu $n = 1,2$

$$a = \frac{p_1 \cdot v_1}{n-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right] \quad (10.4)$$

$$a = \frac{100000 \cdot 0,841}{1,2-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{1000000}{100000}\right)^{\frac{1,2-1}{1,2}}\right]$$

$$a = -196\,710\text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Technickou práci spočítáme vynásobením polytropického exponentu $n[-]$ a objemové práce $a\text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$.

$$a_t = n \cdot a \quad (10.5)$$

$$a_t = 1,2 \cdot (-196\,710)$$

$$a_t = -236\,052\text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Na výpočet sděleného tepla potřebujeme vědět hodnotu měrné tepelné kapacity za stálého objemu $c_v\text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\text{]}$, kterou zjistíme z rovnice (10.6).

$$c_v = \frac{r}{\kappa - 1} \quad (10.6)$$

$$c_v = \frac{287}{1,4 - 1}$$

$$c_v = 717,5 [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

$$c_n = c_v \cdot \left(\frac{n - \kappa}{n - 1} \right) \quad (10.7)$$

$$c_n = 717,5 \cdot \frac{(1,2 - 1,4)}{(1,2 - 1)}$$

$$c_n = -717,5 [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

$$q = c_n \cdot (T_2 - T_1) \quad (10.8)$$

$$q = -717,5 \cdot (361,4 - 293,15)$$

$$q = -98\,412 [J \cdot kg^{-1}]$$

10.2 Výpočet skutečného kompresoru (n=1,2) pro stlačování vodíku

Měrný objem na počátku komprese (10.1):

$$v_1 = \frac{(r \cdot T_1)}{p_1} \quad (10.1)$$

Kde: r – měrná plynová konstanta (pro vodík $r = 4121,7 [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$)

T_1 – teplota na počátku komprese ($T_1 = 293,15 [K]$)

p_1 – tlak na začátku komprese ($p_1 = 100\,000 [Pa]$)

$$v_1 = \frac{(4121,7 \cdot 293,15)}{100\,000}$$

$$v_1 = 12,08 [m^3 \cdot kg^{-1}]$$

Měrný objem $v_2 [m^3 \cdot kg^{-1}]$ na konci komprese ze vzorce (10.2).

$$v_2 = \sqrt[n]{\frac{(p_1 \cdot v_1^n)}{p_2}} \quad (10.2)$$

Kde: p_1 – tlak na začátku komprese ($p_1 = 100\,000 [Pa]$)

v_1 – měrný objem na počátku komprese ($v_1 = 12,08 [m^3 \cdot kg^{-1}]$)

p_2 – tlak na konci komprese ($p_2 = 1\,000\,000 [Pa]$)

n – polytropický exponent ($n = 1,2$)

$$v_2 = \sqrt[1,2]{\frac{100\,000 \cdot 12,08^{1,2}}{1\,000\,000}}$$

$$v_2 = 1,773 [m^3 \cdot kg^{-1}]$$

Teplota na konci komprese, která se vypočte ze vzorce (10.3):

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1} \quad (10.3)$$

Kde: T_1 – teplota na počátku komprese ($T_1 = 293,15 [K]$)

v_1 – měrný objem na počátku komprese ($v_1 = 12,08 [m^3 \cdot kg^{-1}]$)

v_2 – měrný objem na konci komprese ($v_2 = 1,773 [m^3 \cdot kg^{-1}]$)

n – polytropický exponent ($n = 1,2$)

$$T_2 = 293,15 \cdot \left(\frac{12,08}{1,773}\right)^{1,2-1}$$

$$T_2 = 430,3 [K]$$

Objemová práce se vypočítá ze vztahu (10.4) pro $n = 1,2$.

$$a = \frac{p_1 \cdot v_1}{n-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right] \quad (10.4)$$

$$a = \frac{100000 \cdot 12,08}{1,2-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{1000000}{100000}\right)^{\frac{1,2-1}{1,2}}\right]$$

$$a = -2\,825\,508 [J \cdot kg^{-1}]$$

Technická práci vypočteme vynásobením polytropického exponentu $n[-]$ a objemové práce $a [J \cdot kg^{-1}]$.

$$a_t = n \cdot a \quad (10.5)$$

$$a_t = 1,2 \cdot (-2\,825\,508)$$

$$a_t = -3\,390\,610 [J \cdot kg^{-1}]$$

Na výpočet sděleného tepla potřebujeme znát hodnotu měrné tepelné kapacity za stálého objemu $c_v [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$, kterou zjistíme z rovnice (10.6).

$$c_v = \frac{r}{\kappa-1} \quad (10.6)$$

$$c_v = \frac{4121,7}{1,41-1}$$

$$c_v = 10052,9 [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

Polytropická měrná tepelná kapacita $c_n [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$ podle vzorce (10.7):

$$c_n = c_v \cdot \left(\frac{n-\kappa}{n-1}\right) \quad (10.7)$$

$$c_n = 10052,9 \cdot \frac{(1,2-1,41)}{(1,2-1)}$$

$$c_n = -10\,556 [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

Sdělené teplo:

$$q = c_n \cdot (T_2 - T_1) \quad (10.8)$$

$$q = -10\,556 \cdot (430,3 - 293,15)$$

$$q = -1\,447\,755 [J \cdot kg^{-1}]$$

10.3 Výpočet skutečného kompresoru (n=1,2) pro stlačování hélia

Spočítáme měrný objem na počátku komprese z rovnice (10.1).

$$v_1 = \frac{(r \cdot T_1)}{p_1} \quad (10.1)$$

Kde: r – měrná plynová konstanta (pro hélium $r = 2079 [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$)

T_1 – teplota na počátku komprese ($T_1 = 293,15 [K]$)

p_1 – tlak na začátku komprese ($p_1 = 100\,000 [Pa]$)

$$v_1 = \frac{(2079 \cdot 293,15)}{100000}$$

$$v_1 = 6,09 [m^3 \cdot kg^{-1}]$$

Vypočítáme měrný objem $v_2 [m^3 \cdot kg^{-1}]$ na konci komprese ze vzorce (10.2).

$$v_2 = \sqrt[n]{\frac{(p_1 \cdot v_1^n)}{p_2}} \quad (10.2)$$

Kde: p_1 – tlak na začátku komprese ($p_1 = 100\,000 [Pa]$)

v_1 – měrný objem na počátku komprese ($v_1 = 6,09 [m^3 \cdot kg^{-1}]$)

p_2 – tlak na konci komprese ($p_2 = 1\,000\,000 [Pa]$)

n – polytropický exponent ($n = 1,2$)

$$v_2 = \sqrt[1,2]{\frac{100000 \cdot 6,09^{1,2}}{1000000}}$$

$$v_2 = 0,89 [m^3 \cdot kg^{-1}]$$

Teplota na konci komprese ze vzorce (10.3):

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1} \quad (10.3)$$

Kde: T_1 – teplota na počátku komprese ($T_1 = 293,15 [K]$)

v_1 – měrný objem na počátku komprese ($v_1 = 6,09 [m^3 \cdot kg^{-1}]$)

v_2 – měrný objem na konci komprese ($v_2 = 0,89 [m^3 \cdot kg^{-1}]$)

n – polytropický exponent ($n = 1,2$)

$$T_2 = 293,15 \cdot \left(\frac{6,09}{0,89}\right)^{1,2-1}$$

$$T_2 = 430,7 [K]$$

Objemovou práci vypočítáme ze vztahu (10.4) pomocí měrného objemu na počátku komprese $v_1 [m^3 \cdot kg^{-1}]$, tlaků na počátku a na konci děje a polytropického exponentu $n = 1,2$

$$a = \frac{p_1 \cdot v_1}{n-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right] \quad (10.4)$$

$$a = \frac{100000 \cdot 6,09}{1,2-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{1000000}{100000}\right)^{\frac{1,2-1}{1,2}}\right]$$

$$a = -1\,424\,449 [J \cdot kg^{-1}]$$

Technickou práci vypočteme vynásobením polytropického exponentu $n[-]$ a objemové práce $a [J \cdot kg^{-1}]$.

$$a_t = n \cdot a \quad (10.5)$$

$$a_t = 1,2 \cdot (-1\,424\,449)$$

$$a_t = -1\,709\,339 [J \cdot kg^{-1}]$$

Výpočet sděleného tepla:

$$c_v = \frac{r}{\kappa - 1} \quad (10.6)$$

$$c_v = \frac{2079}{1,66 - 1}$$

$$c_v = 3\,150 [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

$$c_n = c_v \cdot \left(\frac{n - \kappa}{n - 1} \right) \quad (10.7)$$

$$c_n = 3\,150 \cdot \frac{(1,2 - 1,66)}{(1,2 - 1)}$$

$$c_n = -7\,245 [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

$$q = c_n \cdot (T_2 - T_1) \quad (10.8)$$

$$q = -7\,245 \cdot (430,7 - 293,15)$$

$$q = -996\,550 [J \cdot kg^{-1}]$$

10.4 Výpočet skutečného kompresoru (n=1,2) pro stlačování argonu

Výpočet měrného objemu $v_1 [m^3 \cdot kg^{-1}]$ plynu na začátku komprese (10.1).

$$v_1 = \frac{(r \cdot T_1)}{p_1} \quad (10.1)$$

Kde: r – měrná plynová konstanta (pro argon $r = 208,2 [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$)

T_1 – teplota na počátku komprese ($T_1 = 293,15 [K]$)

p_1 – tlak na začátku komprese ($p_1 = 100\,000 [Pa]$)

$$v_1 = \frac{(208,2 \cdot 293,15)}{100000}$$

$$v_1 = 0,61 [m^3 \cdot kg^{-1}]$$

Vypočteme měrný objem $v_2 [m^3 \cdot kg^{-1}]$ na konci komprese ze vzorce (10.2).

$$v_2 = \sqrt[n]{\frac{(p_1 \cdot v_1^n)}{p_2}} \quad (10.2)$$

Kde: p_1 – tlak na začátku komprese ($p_1 = 100\,000 [Pa]$)

v_1 – měrný objem na počátku komprese ($v_1 = 0,61 [m^3 \cdot kg^{-1}]$)

p_2 – tlak na konci komprese ($p_2 = 1\,000\,000 [Pa]$)

n – polytropický exponent ($n = 1,2$)

$$v_2 = \sqrt[1,2]{\frac{1000000 \cdot 0,61^{1,2}}{1000000}}$$

$$v_2 = 0,09 [m^3 \cdot kg^{-1}]$$

Vypočteme konečnou teplotu ze vzorce (10.3).

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (10.3)$$

$$T_2 = 293,15 \cdot \left(\frac{1000000}{100000}\right)^{\frac{1,2-1}{1,2}}$$

$$T_2 = 430,3 [K]$$

Objemovou práci vypočteme ze vztahu (10.4) pomocí měrného objemu na počátku komprese $v_1 [m^3 \cdot kg^{-1}]$, tlaků na počátku a na konci děje a polytropického exponentu $n = 1,2$

$$a = \frac{p_1 \cdot v_1}{n-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right] \quad (10.4)$$

$$a = \frac{1000000 \cdot 0,61}{1,2-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{1000000}{100000}\right)^{\frac{1,2-1}{1,2}}\right]$$

$$a = -142\,679 [J \cdot kg^{-1}]$$

Technickou práci spočítáme vynásobením polytropického exponentu $n[-]$ a objemové práce $a [J \cdot kg^{-1}]$.

$$a_t = n \cdot a \quad (10.5)$$

$$a_t = 1,2 \cdot (-142\,679)$$

$$a_t = -171\,215 [J \cdot kg^{-1}]$$

Výpočet sděleného tepla:

$$c_v = \frac{r}{\kappa-1} \quad (10.6)$$

$$c_v = \frac{208,2}{1,67-1}$$

$$c_v = 310,7 [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

$$c_n = c_v \cdot \left(\frac{n-\kappa}{n-1}\right) \quad (10.7)$$

$$c_n = 310,7 \cdot \frac{(1,2-1,67)}{(1,2-1)}$$

$$c_n = -730 [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

$$q = c_n \cdot (T_2 - T_1) \quad (10.8)$$

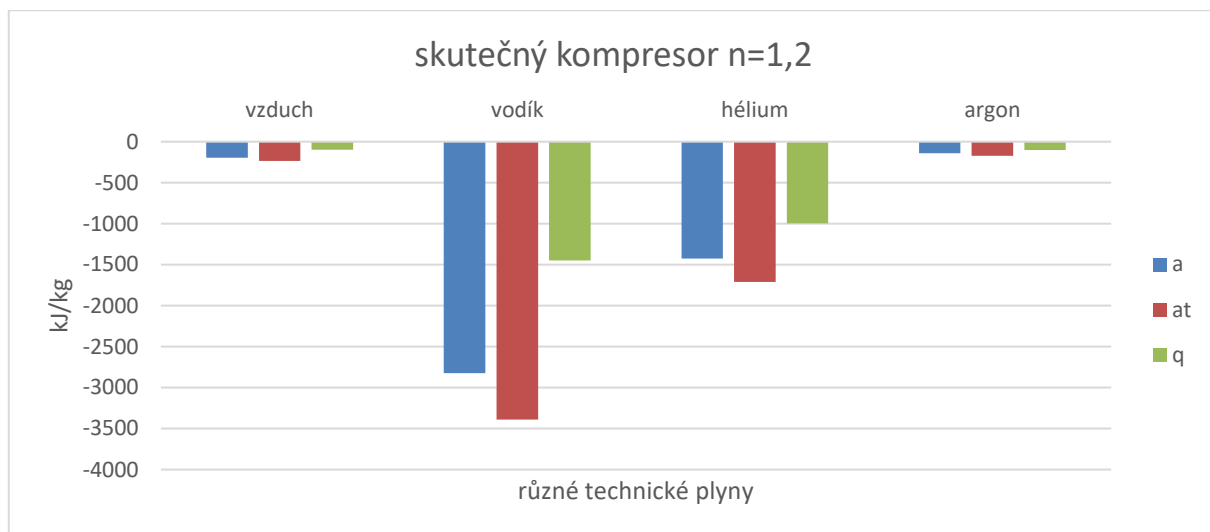
$$q = -730 \cdot (430,3 - 293,15)$$

$$q = -100\,120 [J \cdot kg^{-1}]$$

10.5 Tabulka a graf tepla a prací pro různé plyny při $n=1,2$

$n=1,2$	a [J/kg]	a_t [J/kg]	q [J/kg]
vzduch	-196 710	-236 052	-98 412
vodík	-2 825 508	-3 390 610	-1 447 755
hélium	-1 424 449	-1 709 339	-996 550
argon	-142 679	-171 215	-100 120

Tabulka 6 skutečný kompresor ($n=1,2$) pro stlačování různých plynů



Obr. 17 Graf porovnání různých plynů ($n=1,2$)

11. Výpočet skutečného kompresoru ($n=1,3$)

Pro další výpočet jsem zvětšil hodnotu polytropického exponentu pro stlačování plynů skutečným kompresorem na hodnotu $n = 1,3$.

11.1 Výpočet skutečného kompresoru ($n=1,3$) pro stlačování vzduchu

Měrný objem v_1 [$m^3 \cdot kg^{-1}$] vzduchu na počátku komprese jsme vypočetli v kapitole 10.1 a jeho hodnota je $v_1 = 0,841$ [$m^3 \cdot kg^{-1}$]

Měrný objem v_2 [$m^3 \cdot kg^{-1}$] na konci komprese získáme ze vzorce (11.1).

$$v_2 = \sqrt[n]{\frac{(p_1 \cdot v_1^n)}{p_2}} \quad (11.1)$$

Kde: p_1 – tlak na začátku komprese ($p_1 = 100\,000$ [Pa])

v_1 – měrný objem na počátku komprese ($v_1 = 0,841$ [$m^3 \cdot kg^{-1}$])

p_2 – tlak na konci komprese ($p_2 = 1\,000\,000$ [Pa])

n – polytropický exponent ($n = 1,3$)

$$v_2 = \sqrt[1,3]{\frac{1000000 \cdot 0,841^{1,3}}{1000000}}$$

$$v_2 = 0,1431 [m^3 \cdot kg^{-1}]$$

Teplota na konci komprese ze vzorce (11.2):

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1} \quad (11.2)$$

Kde: T_1 – teplota na počátku komprese ($T_1 = 293,15 [K]$)

v_1 – měrný objem na počátku komprese ($v_1 = 0,841 [m^3 \cdot kg^{-1}]$)

v_2 – měrný objem na konci komprese ($v_2 = 0,1431 [m^3 \cdot kg^{-1}]$)

n – polytropický exponent ($n = 1,3$)

$$T_2 = 293,15 \cdot \left(\frac{0,841}{0,1431}\right)^{1,3-1}$$

$$T_2 = 498,7 [K]$$

Objemovou práci získáme ze vztahu (11.3) pomocí měrného objemu na počátku komprese $v_1 [m^3 \cdot kg^{-1}]$, tlaků na počátku a na konci děje a polytropického exponentu $n = 1,3$.

$$a = \frac{p_1 \cdot v_1}{n-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right] \quad (11.3)$$

$$a = \frac{1000000 \cdot 0,841}{1,3-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{1000000}{1000000}\right)^{\frac{1,3-1}{1,3}}\right]$$

$$a = -196\,585 [J \cdot kg^{-1}]$$

Technickou práci získáme vynásobením polytropického exponentu $n[-]$ a objemové práce $a [J \cdot kg^{-1}]$.

$$a_t = n \cdot a \quad (11.4)$$

$$a_t = 1,3 \cdot (-196\,585)$$

$$a_t = -255\,561 [J \cdot kg^{-1}]$$

Hodnotu měrné tepelné kapacity za stálého objemu $c_v [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$ pro vzduch jsme vypočetli v kapitole 10.1 a má hodnotu $717,5 [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$.

Poté spočítáme polytropickou měrnou tepelnou kapacitu ze vzorce (11.5) a následně sdělené teplo (11.6).

$$c_n = c_v \cdot \left(\frac{n-\kappa}{n-1}\right) \quad (11.5)$$

$$c_n = 717,5 \cdot \frac{(1,3-1,4)}{(1,3-1)}$$

$$c_n = -239,2 [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

$$q = c_n \cdot (T_2 - T_1) \quad (11.6)$$

$$q = -239,2 \cdot (498,7 - 293,15)$$

$$q = -49\,168 [J \cdot kg^{-1}]$$

11.2 Výpočet skutečného kompresoru (n=1,3) pro stlačování vodíku

Měrný objem vodíku na počátku komprese jsme vypočetli v kapitole 10.2 a jeho hodnota je $v_1 = 12,08 [m^3 \cdot kg^{-1}]$.

Měrný objem $v_2 [m^3 \cdot kg^{-1}]$ na konci komprese ze vzorce (11.1).

$$v_2 = \sqrt[n]{\frac{(p_1 \cdot v_1^n)}{p_2}} \quad (11.1)$$

Kde: p_1 – tlak na začátku komprese ($p_1 = 100\,000 [Pa]$)

v_1 – měrný objem na počátku komprese ($v_1 = 12,08 [m^3 \cdot kg^{-1}]$)

p_2 – tlak na konci komprese ($p_2 = 1\,000\,000 [Pa]$)

n – polytropický exponent ($n = 1,3$)

$$v_2 = \sqrt[1,3]{\frac{100000 \cdot 12,08^{1,3}}{1000000}}$$

$$v_2 = 2,06 [m^3 \cdot kg^{-1}]$$

Teplota na konci komprese, která se vypočte ze vzorce (11.2).

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1} \quad (11.2)$$

Kde: T_1 – teplota na počátku komprese ($T_1 = 293,15 [K]$)

v_1 – měrný objem na počátku komprese ($v_1 = 12,08 [m^3 \cdot kg^{-1}]$)

v_2 – měrný objem na konci komprese ($v_2 = 2,06 [m^3 \cdot kg^{-1}]$)

n – polytropický exponent ($n = 1,3$)

$$T_2 = 293,15 \cdot \left(\frac{12,08}{2,06}\right)^{1,3-1}$$

$$T_2 = 498,4 [K]$$

Objemová práce se vypočítá ze vztahu (11.3) pro $n = 1,3$.

$$a = \frac{p_1 \cdot v_1}{n-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right] \quad (11.3)$$

$$a = \frac{100000 \cdot 12,08}{1,3-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{1000000}{100000}\right)^{\frac{1,3-1}{1,3}}\right]$$

$$a = -2\,823\,717 [J \cdot kg^{-1}]$$

Technická práci vypočteme vynásobením polytropického exponentu $n[-]$ a objemové práce $a [J \cdot kg^{-1}]$.

$$a_t = n \cdot a \quad (11.4)$$

$$a_t = 1,3 \cdot (-2\,823\,717)$$

$$a_t = -3\,670\,832 [J \cdot kg^{-1}]$$

Výpočet měrné tepelné kapacity za stálého objemu jsme spočetli v kapitole 10.2 a její hodnota je $c_v = 10052,9 [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$ poté vypočteme hodnotu polytropické měrné tepelné

kapacity ze vzorce (11.5) a následně sdělené teplo (11.6).

$$c_n = c_v \cdot \left(\frac{n-\kappa}{n-1} \right) \quad (11.5)$$

$$\begin{aligned} c_n &= 10052,9 \cdot \frac{(1,3-1,41)}{(1,3-1)} \\ c_n &= -3\,686 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \\ q &= c_n \cdot (T_2 - T_1) \\ q &= -3\,686 \cdot (498,4 - 293,15) \\ q &= -756\,552 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}] \end{aligned} \quad (11.6)$$

11.3 Výpočet skutečného kompresoru (n=1,3) pro stlačování hélia

Měrný objem hélia na počátku komprese jsme spočítali v kapitole 10.3 a jeho hodnota je $v_1 = 6,09 \text{ [m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$.

Vypočítáme měrný objem hélia $v_2 \text{ [m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$ na konci komprese ze vzorce (11.1).

$$v_2 = \sqrt[n]{\frac{p_1 \cdot v_1^n}{p_2}} \quad (11.1)$$

Kde: p_1 – tlak na začátku komprese ($p_1 = 100\,000 \text{ [Pa]}$)

v_1 – měrný objem na počátku komprese ($v_1 = 6,09 \text{ [m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$)

p_2 – tlak na konci komprese ($p_2 = 1\,000\,000 \text{ [Pa]}$)

n – polytropický exponent ($n = 1,3$)

$$\begin{aligned} v_2 &= \sqrt[1,3]{\frac{100000 \cdot 6,09^{1,3}}{1000000}} \\ v_2 &= 1,04 \text{ [m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \end{aligned}$$

Teplota na konci komprese ze vzorce (11.2):

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1} \quad (11.2)$$

Kde: T_1 – teplota na počátku komprese ($T_1 = 293,15 \text{ [K]}$)

v_1 – měrný objem na počátku komprese ($v_1 = 6,09 \text{ [m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$)

v_2 – měrný objem na konci komprese ($v_2 = 1,04 \text{ [m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$)

n – polytropický exponent ($n = 1,3$)

$$\begin{aligned} T_2 &= 293,15 \cdot \left(\frac{6,09}{1,04} \right)^{1,3-1} \\ T_2 &= 498,2 \text{ [K]} \end{aligned}$$

Objemovou práci vypočítáme ze vztahu (11.3) pomocí měrného objemu na počátku komprese $v_1 \text{ [m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$, tlaků na počátku a na konci děje a polytropického exponentu $n = 1,3$.

$$a = \frac{p_1 \cdot v_1}{n-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad (11.3)$$

$$a = \frac{100000 \cdot 6,09}{1,3-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{1000000}{100000} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} \right]$$

$$a = -1\,423\,546 [J \cdot kg^{-1}]$$

Technickou práci vypočteme vynásobením polytropického exponentu $n[-]$ a objemové práce $a [J \cdot kg^{-1}]$.

$$a_t = n \cdot a \quad (11.4)$$

$$a_t = 1,3 \cdot (-1\,423\,546)$$

$$a_t = -1\,850\,610 [J \cdot kg^{-1}]$$

Výpočet sděleného tepla z měrné tepelné kapacity za stálého objemu z kapitoly 10.3 ($c_v = 3\,150 [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$) a polytropické měrné tepelné kapacity:

$$c_n = c_v \cdot \left(\frac{n-\kappa}{n-1} \right) \quad (11.5)$$

$$c_n = 3\,150 \cdot \frac{(1,3-1,66)}{(1,3-1)}$$

$$c_n = -3\,780 [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

$$q = c_n \cdot (T_2 - T_1) \quad (11.6)$$

$$q = -3\,780 \cdot (498,2 - 293,15)$$

$$q = -775\,089 [J \cdot kg^{-1}]$$

11.4 Výpočet skutečného kompresoru (n=1,3) pro stlačování argonu

Výpočet měrného objemu argonu $v_1 [m^3 \cdot kg^{-1}]$ na začátku komprese jsme provedli v kapitole 10.4 a jeho hodnota je $v_1 = 0,61 [m^3 \cdot kg^{-1}]$.

Vypočteme měrný objem $v_2 [m^3 \cdot kg^{-1}]$ na konci komprese ze vzorce (11.1).

$$v_2 = \sqrt[n]{\frac{(p_1 \cdot v_1^n)}{p_2}} \quad (11.1)$$

Kde: p_1 – tlak na začátku komprese ($p_1 = 100\,000 [Pa]$)

v_1 – měrný objem na počátku komprese ($v_1 = 0,61 [m^3 \cdot kg^{-1}]$)

p_2 – tlak na konci komprese ($p_2 = 1\,000\,000 [Pa]$)

n – polytropický exponent ($n = 1,3$)

$$v_2 = \sqrt[1,3]{\frac{100000 \cdot 0,61^{1,3}}{1000000}}$$

$$v_2 = 0,104 [m^3 \cdot kg^{-1}]$$

Vypočteme konečnou teplotu ze vzorce (11.2).

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (11.2)$$

$$T_2 = 293,15 \cdot \left(\frac{1000000}{100000}\right)^{\frac{1,3-1}{1,3}}$$

$$T_2 = 498,7 [K]$$

Objemovou práci vypočteme ze vztahu (11.3) pomocí měrného objemu na počátku komprese $v_1 [m^3 \cdot kg^{-1}]$, tlaků na počátku a na konci děje a polytropického exponentu $n = 1,3$.

$$a = \frac{p_1 \cdot v_1}{n-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right] \quad (11.3)$$

$$a = \frac{100000 \cdot 0,61}{1,3-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{1000000}{100000}\right)^{\frac{1,3-1}{1,3}}\right]$$

$$a = -142\,588 [J \cdot kg^{-1}]$$

Technickou práci spočítáme vynásobením polytropického exponentu $n[-]$ a objemové práce $a [J \cdot kg^{-1}]$.

$$a_t = n \cdot a \quad (11.4)$$

$$a_t = 1,3 \cdot (-142\,588)$$

$$a_t = -185\,364 [J \cdot kg^{-1}]$$

Výpočet sděleného tepla z měrné tepelné kapacity za stálého objemu z kapitoly 10.4 $c_v = 310,7 [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$ a polytropické měrné tepelné kapacity (11.5):

$$c_n = c_v \cdot \left(\frac{n-1}{n-1}\right) \quad (11.5)$$

$$c_n = 310,7 \cdot \frac{(1,3-1,67)}{(1,3-1)}$$

$$c_n = -383 [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

$$q = c_n \cdot (T_2 - T_1) \quad (11.6)$$

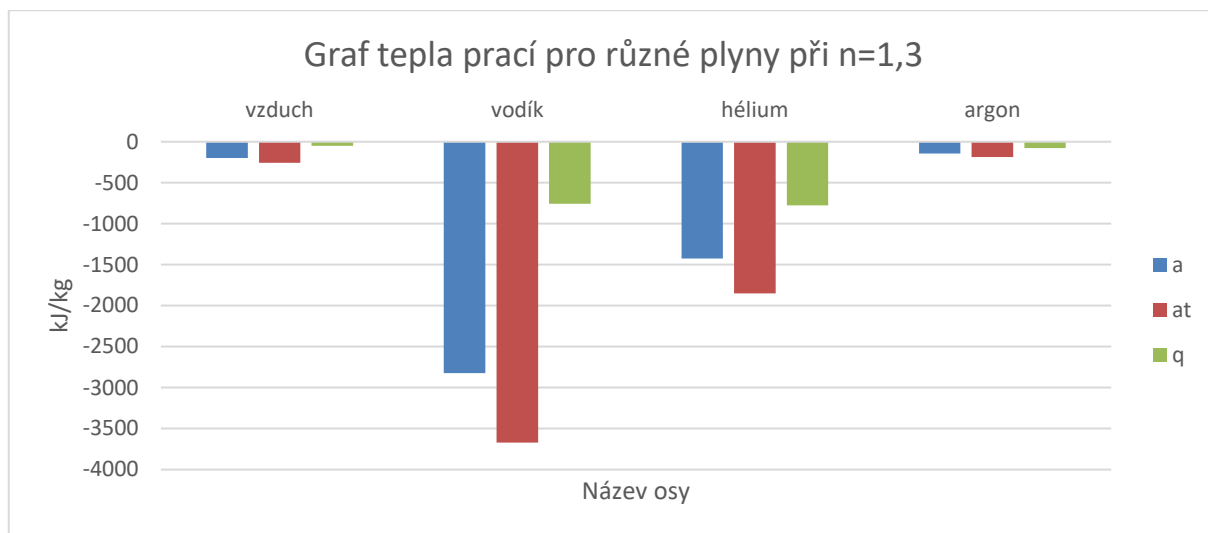
$$q = -383 \cdot (498,7 - 293,15)$$

$$q = -78\,726 [J \cdot kg^{-1}]$$

11.5 Tabulka a graf prací a tepla pro různé plyny při $n=1,3$

$n=1,3$	$a [J/kg]$	$a_t [J/kg]$	$q [J/kg]$
vzduch	-196 585	-255 561	-49 168
vodík	-2 823 720	-3 670 830	-756 550
hélium	-1 423 550	-1 850 610	-775 089
argon	-142 588	-185 364	-78 726

Tabulka 7 skutečný kompresor ($n=1,3$) pro stlačování různých plynů



Obr. 18 Graf porovnání různých plynů ($n=1,3$)

12. Výpočet ideálního dynamického kompresoru ($n=\kappa$)

Pro ideální dynamický kompresor zvedneme hodnotu n až na adiabatický exponent, který je u různých plynů různý. Jedná se o adiabatickou kompresi.

12.1 Výpočet ideálního dynamického kompresoru pro stlačování vzduchu

V kapitole 10.1 jsme spočítali měrný objem vzduchu na počátku komprese a jeho hodnota je $v_1 = 0,841 [m^3 \cdot kg^{-1}]$.

Měrný objem $v_2 [m^3 \cdot kg^{-1}]$ na konci komprese získáme ze vzorce (12.1).

$$v_2 = \sqrt[\kappa]{\frac{(p_1 \cdot v_1^\kappa)}{p_2}} \quad (12.1)$$

Kde: p_1 – tlak na začátku komprese ($p_1 = 100\,000 [Pa]$)

v_1 – měrný objem na počátku komprese ($v_1 = 0,841 [m^3 \cdot kg^{-1}]$)

p_2 – tlak na konci komprese ($p_2 = 1\,000\,000 [Pa]$)

n – adiabatický exponent ($\kappa = 1,4$)

$$v_2 = \sqrt[1,4]{\frac{100000 \cdot 0,841^{1,4}}{1000000}}$$

$$v_2 = 0,1624 [m^3 \cdot kg^{-1}]$$

Teplota na konci komprese ze vzorce (12.2):

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\kappa-1} \quad (12.2)$$

Kde: T_1 – teplota na počátku komprese ($T_1 = 293,15 [K]$)

v_1 – měrný objem na počátku komprese ($v_1 = 0,841 [m^3 \cdot kg^{-1}]$)

v_2 – měrný objem na konci komprese ($v_2 = 0,1624 [m^3 \cdot kg^{-1}]$)

n – polytropický exponent ($\kappa = 1,4$)

$$T_2 = 293,15 \cdot \left(\frac{0,841}{0,1624}\right)^{1,4-1}$$

$$T_2 = 565,9 \text{ [K]}$$

Objemovou práci získáme ze vztahu (12.3) pomocí měrného objemu na počátku komprese $v_1 [m^3 \cdot kg^{-1}]$, tlaků na počátku a na konci děje a polytropického exponentu $\kappa = 1,4$.

$$a = \frac{p_1 \cdot v_1}{\kappa - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right] \quad (12.3)$$

$$a = \frac{100000 \cdot 0,841}{1,4 - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{1000000}{100000} \right)^{\frac{1,4 - 1}{1,4}} \right]$$

$$a = -195\,679 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Práci technickou získáme vynásobením objemové práce a Poissonova čísla z (12.4).

$$a_t = \kappa \cdot a \quad (12.4)$$

$$a_t = 1,4 \cdot (-195\,679)$$

$$a_t = -273\,951 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Sdělené teplo pro adiabatickou kompresi je rovno nule: $q = 0 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$

12.2 Výpočet ideálního dynamického kompresoru pro stlačování vodíku

Z kapitoly 10.2 jsme spočítali měrný objem vodíku na počátku komprese a jeho hodnota je $v_1 = 12,08 \text{ [m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$.

Měrný objem $v_2 \text{ [m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$ na konci komprese získáme ze vzorce (12.1).

$$v_2 = \sqrt[\kappa]{\frac{(p_1 \cdot v_1^\kappa)}{p_2}} \quad (12.1)$$

Kde: p_1 – tlak na začátku komprese ($p_1 = 100\,000 \text{ [Pa]}$)

v_1 – měrný objem na počátku komprese ($v_1 = 12,08 \text{ [m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$)

p_2 – tlak na konci komprese ($p_2 = 1\,000\,000 \text{ [Pa]}$)

n – adiabatický exponent ($\kappa = 1,41$)

$$v_2 = \sqrt[1,41]{\frac{100000 \cdot 12,08^{1,41}}{1000000}}$$

$$v_2 = 2,36 \text{ [m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Teplota na konci komprese:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{\kappa - 1} \quad (12.2)$$

Kde: T_1 – teplota na počátku komprese ($T_1 = 293,15 \text{ [K]}$)

v_1 – měrný objem na počátku komprese ($v_1 = 12,08 \text{ [m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$)

v_2 – měrný objem na konci komprese ($v_2 = 2,36 \text{ [m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$)

n – polytropický exponent ($\kappa = 1,41$)

$$T_2 = 293,15 \cdot \left(\frac{12,08}{2,36}\right)^{1,41-1}$$

$$T_2 = 572,6 \text{ [K]}$$

Objemovou práci získáme ze (12.3) pomocí měrného objemu na počátku komprese $v_1 [m^3 \cdot kg^{-1}]$, tlaků na počátku a na konci děje a polytropického exponentu $\kappa = 1,41$.

$$a = \frac{p_1 \cdot v_1}{\kappa - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \quad (12.3)$$

$$a = \frac{100000 \cdot 12,08}{1,41-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{1000000}{100000}\right)^{\frac{1,41-1}{1,41}} \right]$$

$$a = -2\,808\,896 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Práci technickou získáme vynásobením objemové práce a Poissonova čísla z (12.4).

$$a_t = \kappa \cdot a \quad (12.4)$$

$$a_t = 1,41 \cdot (-2\,808\,896)$$

$$a_t = -3\,960\,543 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Sdělené teplo pro adiabatickou kompresi je rovno nule: $q = 0 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$.

12.3 Výpočet ideálního dynamického kompresoru pro stlačování hélia

Z kapitoly 10.3 jsme spočítali měrný objem hélia na počátku komprese a jeho hodnota je $v_1 = 6,09 [m^3 \cdot kg^{-1}]$.

Měrný objem $v_2 [m^3 \cdot kg^{-1}]$ na konci komprese získáme ze vzorce (12.1).

$$v_2 = \sqrt[\kappa]{\frac{(p_1 \cdot v_1^\kappa)}{p_2}} \quad (12.1)$$

Kde: p_1 – tlak na začátku komprese ($p_1 = 100\,000 \text{ [Pa]}$)

v_1 – měrný objem na počátku komprese ($v_1 = 6,09 [m^3 \cdot kg^{-1}]$)

p_2 – tlak na konci komprese ($p_2 = 1\,000\,000 \text{ [Pa]}$)

n – adiabatický exponent ($\kappa = 1,66$)

$$v_2 = \sqrt[1,66]{\frac{100000 \cdot 6,09^{1,66}}{1000000}}$$

$$v_2 = 1,52 [m^3 \cdot kg^{-1}]$$

Teplota na konci komprese:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\kappa-1} \quad (12.2)$$

Kde: T_1 – teplota na počátku komprese ($T_1 = 293,15 \text{ [K]}$)

v_1 – měrný objem na počátku komprese ($v_1 = 6,09 [m^3 \cdot kg^{-1}]$)

v_2 – měrný objem na konci komprese ($v_2 = 1,52 [m^3 \cdot kg^{-1}]$)

n – polytropický exponent ($\kappa = 1,66$)

$$T_2 = 293,15 \cdot \left(\frac{6,09}{1,52}\right)^{1,66-1}$$

$$T_2 = 732,7 [K]$$

Objemovou práci získáme ze (12.3):

$$a = \frac{p_1 \cdot v_1}{\kappa - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right] \quad (12.3)$$

$$a = \frac{100000 \cdot 6,09}{1,66 - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{1000000}{100000} \right)^{\frac{1,66 - 1}{1,66}} \right]$$

$$a = -1\,382\,234 [J \cdot kg^{-1}]$$

Práci technickou získáme vynásobením objemové práce a Poissonova čísla z (12.4).

$$a_t = \kappa \cdot a \quad (12.4)$$

$$a_t = 1,66 \cdot (-1\,382\,234)$$

$$a_t = -2\,294\,508 [J \cdot kg^{-1}]$$

Sdělené teplo pro adiabatickou kompresi je rovno nule: $q = 0 [J \cdot kg^{-1}]$

12.4 Výpočet ideálního dynamického kompresoru pro stlačování argonu

Z kapitoly 10.4 víme, že pro argon je $v_1 = 0,61 [m^3 \cdot kg^{-1}]$.

$v_2 [m^3 \cdot kg^{-1}]$ získáme ze vzorce (12.1).

$$v_2 = \sqrt[\kappa]{\frac{(p_1 \cdot v_1^\kappa)}{p_2}} \quad (12.1)$$

Kde: p_1 – tlak na začátku komprese ($p_1 = 100\,000 [Pa]$)

v_1 – měrný objem na počátku komprese ($v_1 = 0,61 [m^3 \cdot kg^{-1}]$)

p_2 – tlak na konci komprese ($p_2 = 1\,000\,000 [Pa]$)

n – adiabatický exponent ($\kappa = 1,67$)

$$v_2 = \sqrt[1,67]{\frac{100000 \cdot 0,61^{1,67}}{1000000}}$$

$$v_2 = 0,15 [m^3 \cdot kg^{-1}]$$

Teplota na konci komprese:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{\kappa - 1} \quad (12.2)$$

Kde: T_1 – teplota na počátku komprese ($T_1 = 293,15 [K]$)

v_1 – měrný objem na počátku komprese ($v_1 = 0,61 [m^3 \cdot kg^{-1}]$)

v_2 – měrný objem na konci komprese ($v_2 = 0,15 [m^3 \cdot kg^{-1}]$)

n – polytropický exponent ($\kappa = 1,67$)

$$T_2 = 293,15 \cdot \left(\frac{0,61}{0,15}\right)^{1,67-1}$$

$$T_2 = 750,4 \text{ [K]}$$

Objemová práce (12.3):

$$a = \frac{p_1 \cdot v_1}{\kappa - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right] \quad (12.3)$$

$$a = \frac{1000000 \cdot 0,61}{1,67 - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{1000000}{100000} \right)^{\frac{1,67 - 1}{1,67}} \right]$$

$$a = -138\,281 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Práci technickou získáme vynásobením objemové práce a Poissonova čísla z (12.4).

$$a_t = \kappa \cdot a \quad (12.4)$$

$$a_t = 1,67 \cdot (-138\,281)$$

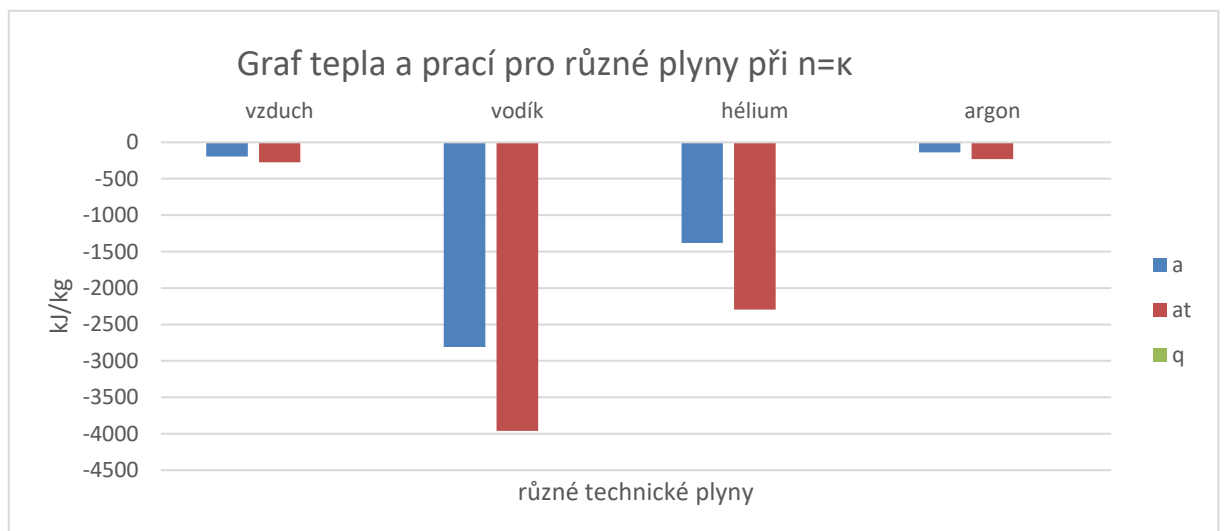
$$a_t = -230\,929 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Sdělené teplo pro adiabatickou kompresi je rovno nule: $q = 0 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$.

12.5 Tabulka a graf prací a tepla pro různé plyny při $n=\kappa$

$n=\kappa$	$a \text{ [J/kg]}$	$a_t \text{ [J/kg]}$	$q \text{ [J/kg]}$
vzduch	-195 679	-273 951	0
vodík	-2 808 896	-3 960 543	0
hélium	-1 382 234	-2 294 508	0
argon	-138 281	-230 929	0

Tabulka 8 ideální dynamický kompresor ($n=\kappa$) pro stlačování různých plynů



Obr. 19 Graf porovnání různých plynů ($n=\kappa$)

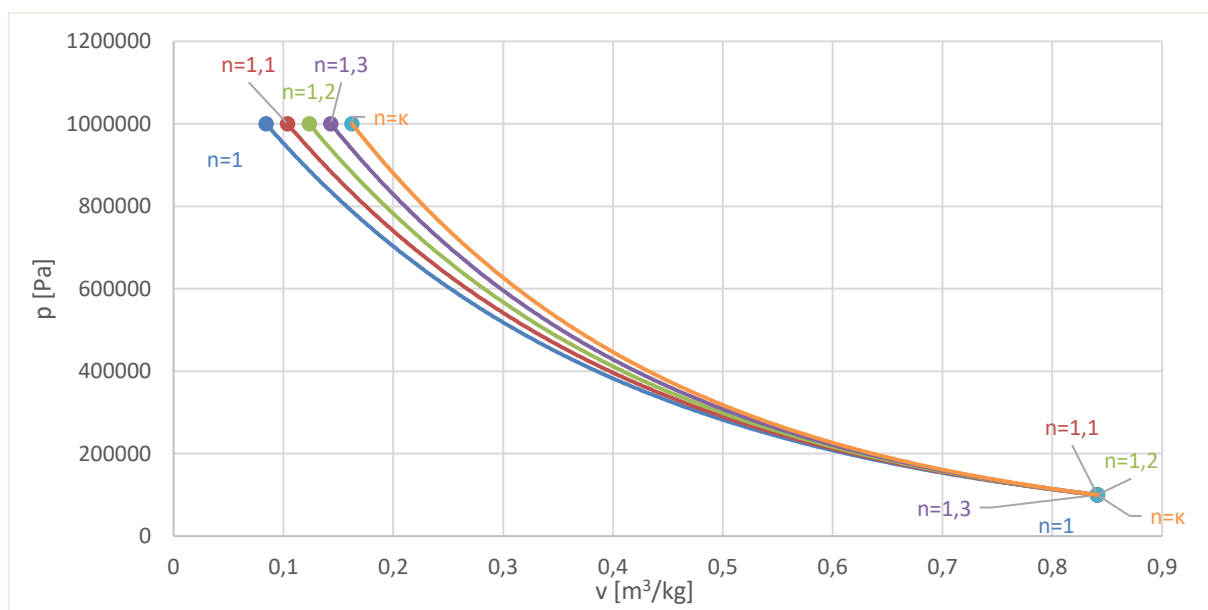
13. Vyhodnocení výsledků a sestrojení p-v a T-s diagramů

13.1 Vyhodnocení výpočtů prací a tepla pro komprese s různým n

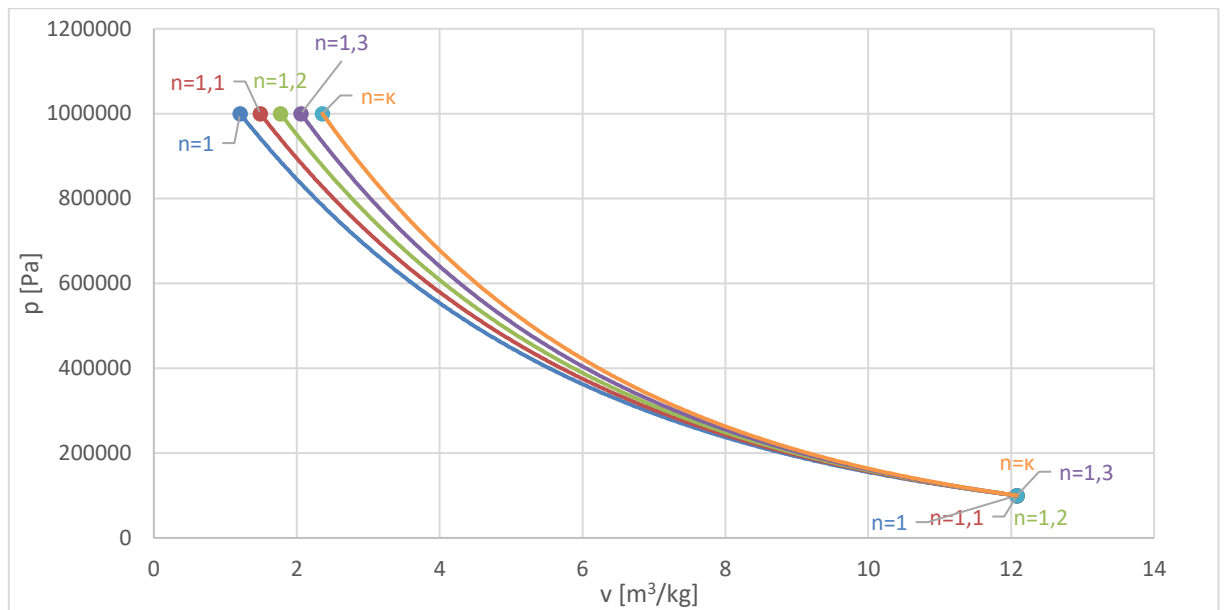
Ve výše uvedených kapitolách byly provedeny termodynamické výpočty různých druhů kompresních procesů pro čtyři vybrané technické plyny, které se výrazně liší některými svými fyzikálními vlastnostmi především výrazně odlišnou hustotou. Jedná se o vodík, hélium, argon a nejběžnější technický plyn vzduch. Úkolem výpočtů bylo stanovit hodnoty měrné objemové práce, měrné technické práce a sděleného tepla při kompresi plynů o stejný tlakový poměr při několika různých kompresních procesech, jež byly definovány pomocí středních hodnot polytropických exponentů. Jednalo se o ideální pracovní proces objemového kompresoru, tedy o izotermickou kompresi ($n=1$). Dále následovaly tři rozdílné polytropické komprese s konstantní hodnotou polytropického exponentu ($n=1,1$; $n=1,2$; $n=1,3$). Tyto pracovní procesy byly nejbližše skutečnému stlačování plynů. A posledním proces byl ideální pracovní proces dynamického kompresoru, tedy komprese izoentropická ($n=\kappa$).

Výpočty bylo zjištěno, že rozdílné fyzikální vlastnosti, např. velmi nízká hustota vodíku a hélia oproti vzduchu a argonu, způsobují výrazné rozdíly ve výsledcích sledovaných prací a tepla. Správnost výpočtů byla ověřena díky platnosti termodynamických faktů. Tedy, že s rostoucí hodnotou polytropického exponentu dochází k postupnému nárůstu potřebné měrné objemové i technické kompresní práce a to z důvodu zvyšující se teploty plynu při kompresi. Rostoucí teplota plynu při kompresi se současně projevuje na klesajícím množství odvedeného tepla, které je u izoentropického děje pro všechny plyny nulové.

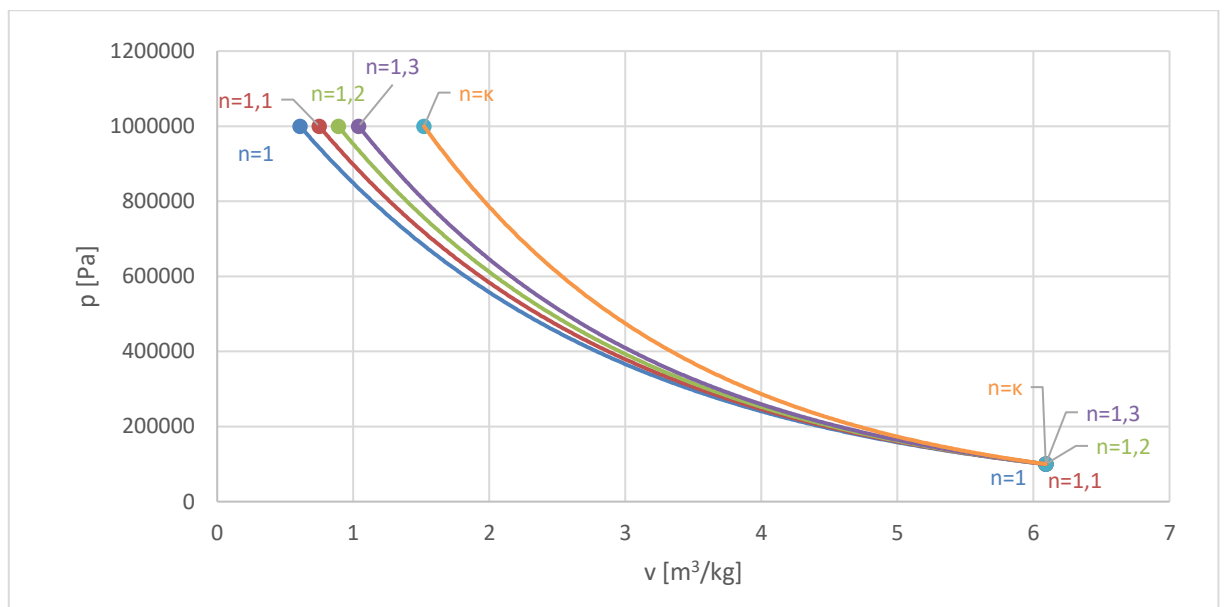
13.2 p-v diagramy



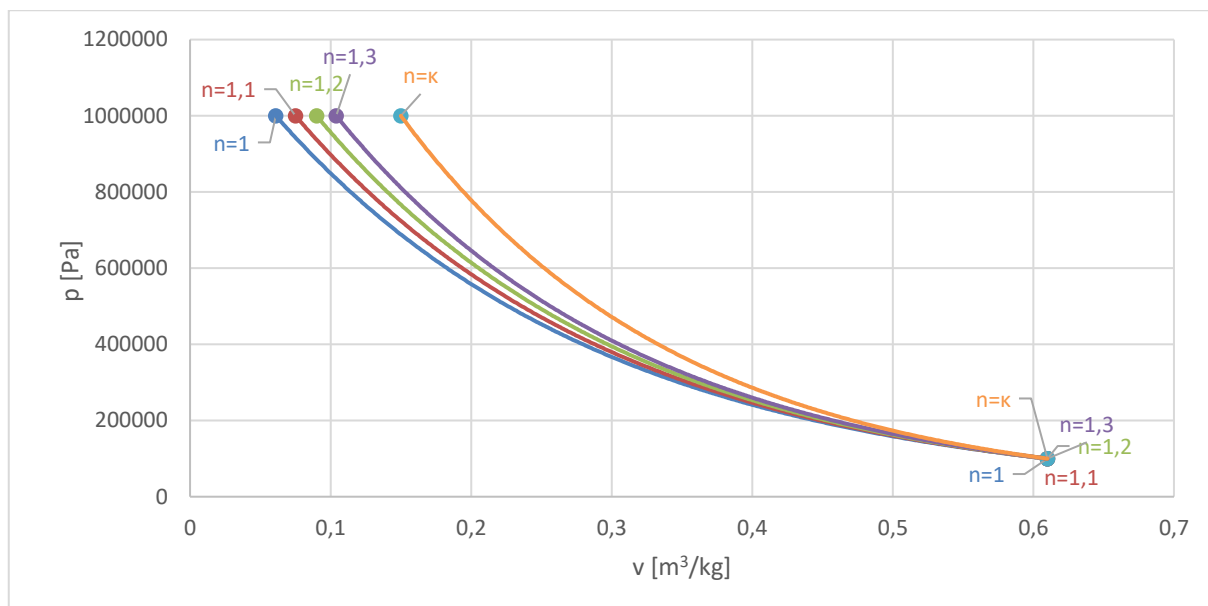
Obr. 20 p-v diagram vzduchu



Obr. 21 p - v diagram vodíku



Obr. 22 p - v diagram hélia



Obr. 23 p-v diagram argonu

13.3 Vyhodnocení p-v diagramů

Z grafů je patrné, že u každého plynu začíná komprese ze stejného bodu, tedy stejného měrného objemu na počátku komprese. Je to dáno tím, že měrný objem na počátku komprese se vypočítá ze stavové rovnice ideálního plynu a pro mé zadání byly hodnoty vstupního tlaku a vstupní teploty konstantní a pro každý plyn zvlášť byla poté u každé komprese konstantní hodnota měrné plynové konstanty r . Je zřejmé, že všechny komprese končí na tlaku 1 MPa jak bylo požadováno ze zadání a měrné objemy na konci komprese s rostoucím n rostou u všech plynů. U hélia a argonu si můžeme povšimnout, že se poslední adiabatická komprese výrazně liší od ostatních. Je to dáno tím, že mají oproti vzduchu a vodíku vyšší hodnotu adiabatického exponentu (Poissonova čísla), proto i měrný objem na konci komprese u těchto plynů je vyšší.

13.4 Výpočty k sestrojení T-s diagramů

Počáteční entropii s [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$] volím 10. Měrnou tepelnou kapacitu za stálého tlaku c_p [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$] a měrnou plynovou konstantu r [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$] vyčtu z tabulek [18]. Zbývající hodnoty tlaků a počáteční teploty známe ze zadání a teplotu na konci komprese jsme počítali v předchozích kapitolách.

Pro vzduch: $c_p = 1005$ [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$] a $r = 287$ [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

$$n=1$$

$$\Delta s = c_p \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + r \cdot \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right) = 1005 \cdot \ln\left(\frac{293,15}{293,15}\right) + 287 \cdot \ln\left(\frac{100000}{1000000}\right)$$

$$\Delta s = -0,661$$
 [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

$n=1,1$

$$\Delta s = c_p \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + r \cdot \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right) = 1005 \cdot \ln\left(\frac{361,4}{293,15}\right) + 287 \cdot \ln\left(\frac{100000}{1000000}\right)$$

$$\Delta s = -0,450 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

$n=1,2$

$$\Delta s = c_p \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + r \cdot \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right) = 1005 \cdot \ln\left(\frac{430,3}{293,15}\right) + 287 \cdot \ln\left(\frac{100000}{1000000}\right)$$

$$\Delta s = -0,275 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

$n=1,3$

$$\Delta s = c_p \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + r \cdot \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right) = 1005 \cdot \ln\left(\frac{498,7}{293,15}\right) + 287 \cdot \ln\left(\frac{100000}{1000000}\right)$$

$$\Delta s = -0,127 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

$n=K$

$$\Delta s = c_p \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + r \cdot \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right) = 1005 \cdot \ln\left(\frac{565,9}{293,15}\right) + 287 \cdot \ln\left(\frac{100000}{1000000}\right)$$

$$\Delta s \doteq 0 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

Pro vodík: $c_p = 14\,235 [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$ a $r = 4121,7 [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$

$n=1$

$$\Delta s = c_p \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + r \cdot \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right) = 14\,235 \cdot \ln\left(\frac{293,15}{293,15}\right) + 4121,7 \cdot \ln\left(\frac{100000}{1000000}\right)$$

$$\Delta s = -9,491 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

$n=1,1$

$$\Delta s = c_p \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + r \cdot \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right) = 14\,235 \cdot \ln\left(\frac{361,4}{293,15}\right) + 4121,7 \cdot \ln\left(\frac{100000}{1000000}\right)$$

$$\Delta s = -6,511 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

$n=1,2$

$$\Delta s = c_p \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + r \cdot \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right) = 14\,235 \cdot \ln\left(\frac{430,3}{293,15}\right) + 4121,7 \cdot \ln\left(\frac{100000}{1000000}\right)$$

$$\Delta s = -4,027 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

$n=1,3$

$$\Delta s = c_p \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + r \cdot \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right) = 14\,235 \cdot \ln\left(\frac{498,4}{293,15}\right) + 4121,7 \cdot \ln\left(\frac{100000}{1000000}\right)$$

$$\Delta s = -1,936 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

$n=K$

$$\Delta s = c_p \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + r \cdot \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right) = 14\,235 \cdot \ln\left(\frac{572,6}{293,15}\right) + 4121,7 \cdot \ln\left(\frac{100000}{1000000}\right)$$

$$\Delta s \doteq 0 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

Pro hélium: $c_p = 5\,324 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$ a $r = 2079 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$

$n=1$

$$\Delta s = c_p \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + r \cdot \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right) = 5\,324 \cdot \ln\left(\frac{293,15}{293,15}\right) + 2\,079 \cdot \ln\left(\frac{100000}{1000000}\right)$$

$$\Delta s = -4,787 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$n=1,1$

$$\Delta s = c_p \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + r \cdot \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right) = 5\,324 \cdot \ln\left(\frac{361,4}{293,15}\right) + 2\,079 \cdot \ln\left(\frac{100000}{1000000}\right)$$

$$\Delta s = -3,673 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$n=1,2$

$$\Delta s = c_p \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + r \cdot \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right) = 5\,324 \cdot \ln\left(\frac{430,7}{293,15}\right) + 2\,079 \cdot \ln\left(\frac{100000}{1000000}\right)$$

$$\Delta s = -2,739 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$n=1,3$

$$\Delta s = c_p \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + r \cdot \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right) = 5\,324 \cdot \ln\left(\frac{498,2}{293,15}\right) + 2\,079 \cdot \ln\left(\frac{100000}{1000000}\right)$$

$$\Delta s = -1,963 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$n=K$

$$\Delta s = c_p \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + r \cdot \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right) = 5\,324 \cdot \ln\left(\frac{732,7}{293,15}\right) + 2\,079 \cdot \ln\left(\frac{100000}{1000000}\right)$$

$$\Delta s \doteq 0 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$$

Pro argon: $c_p = 523 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$ a $r = 208,2 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$

$n=1$

$$\Delta s = c_p \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + r \cdot \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right) = 523 \cdot \ln\left(\frac{293,15}{293,15}\right) + 208,2 \cdot \ln\left(\frac{100000}{1000000}\right)$$

$$\Delta s = -0,479 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$n=1,1$

$$\Delta s = c_p \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + r \cdot \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right) = 523 \cdot \ln\left(\frac{361,4}{293,15}\right) + 208,2 \cdot \ln\left(\frac{100000}{1000000}\right)$$

$$\Delta s = -0,370 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$n=1,2$

$$\Delta s = c_p \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + r \cdot \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right) = 523 \cdot \ln\left(\frac{430,3}{293,15}\right) + 208,2 \cdot \ln\left(\frac{100000}{1000000}\right)$$

$$\Delta s = -0,279 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$n=1,3$

$$\Delta s = c_p \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + r \cdot \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right) = 523 \cdot \ln\left(\frac{498,7}{293,15}\right) + 208,2 \cdot \ln\left(\frac{100000}{1000000}\right)$$

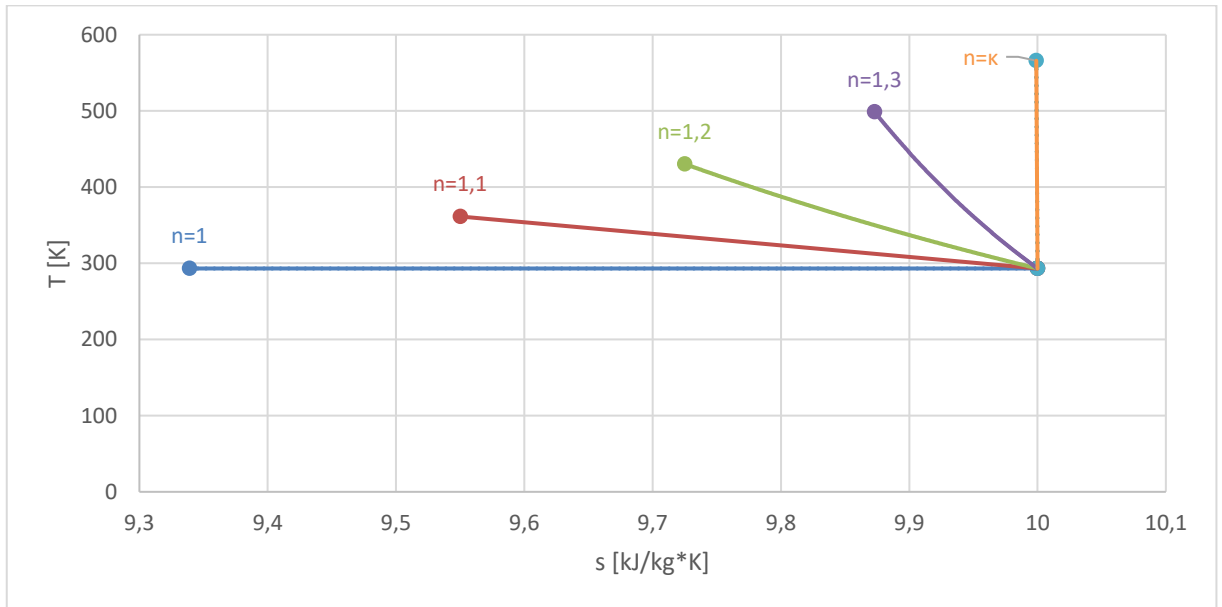
$$\Delta s = -0,202 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$$n=K$$

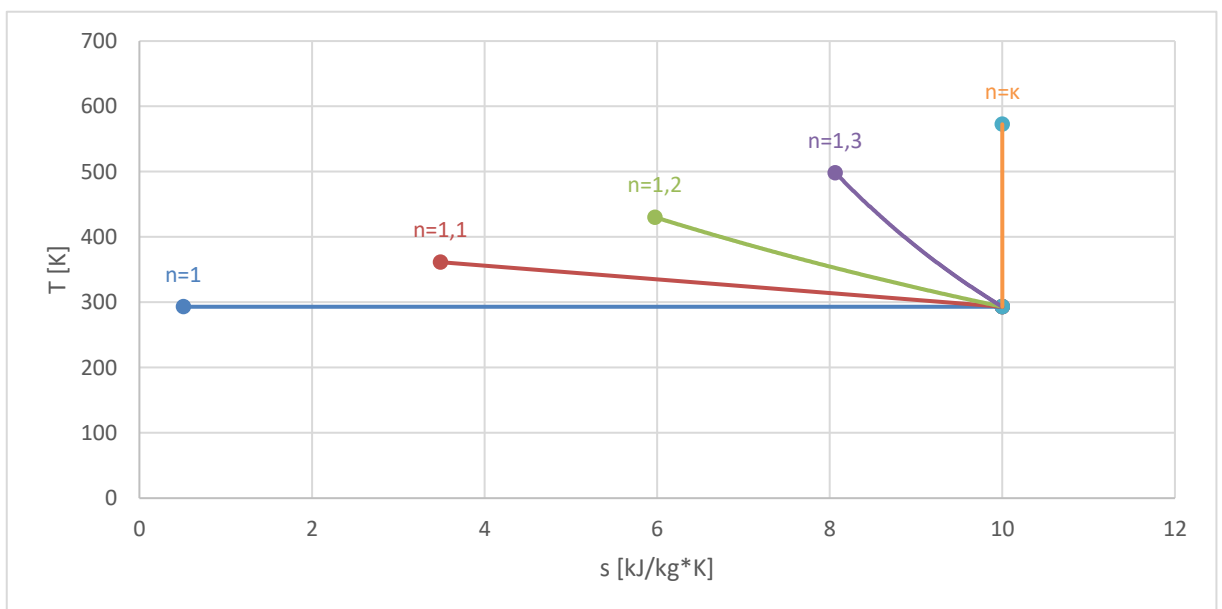
$$\Delta s = c_p \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + r \cdot \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right) = 523 \cdot \ln\left(\frac{750,4}{293,15}\right) + 208,2 \cdot \ln\left(\frac{100000}{1000000}\right)$$

$$\Delta s \doteq 0 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$$

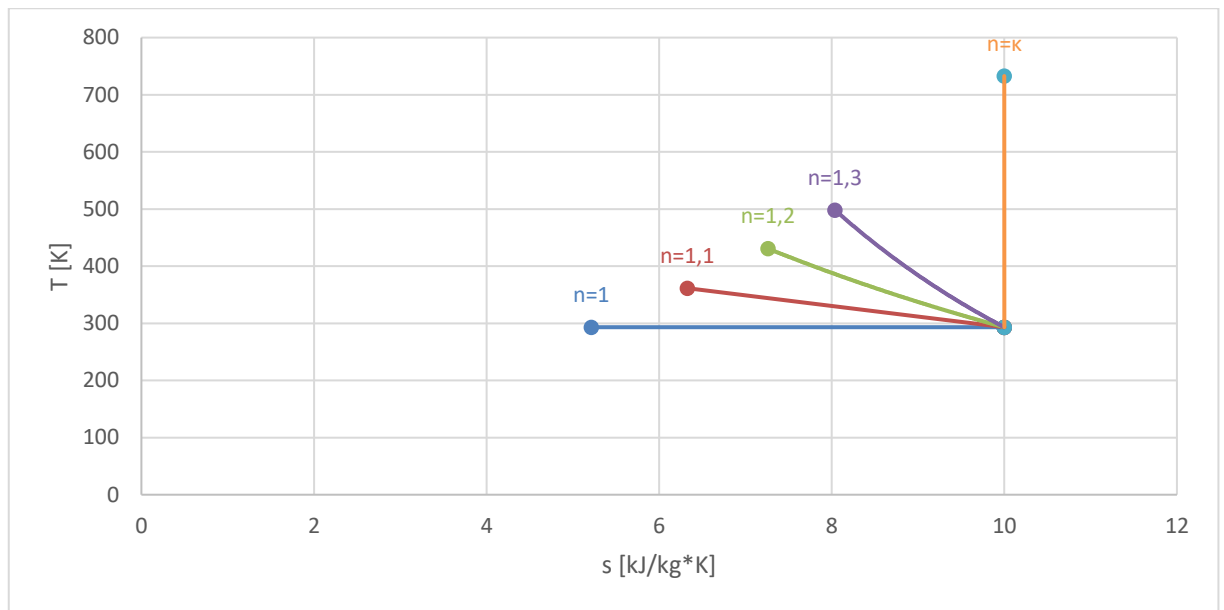
13.5 T-s diagramy



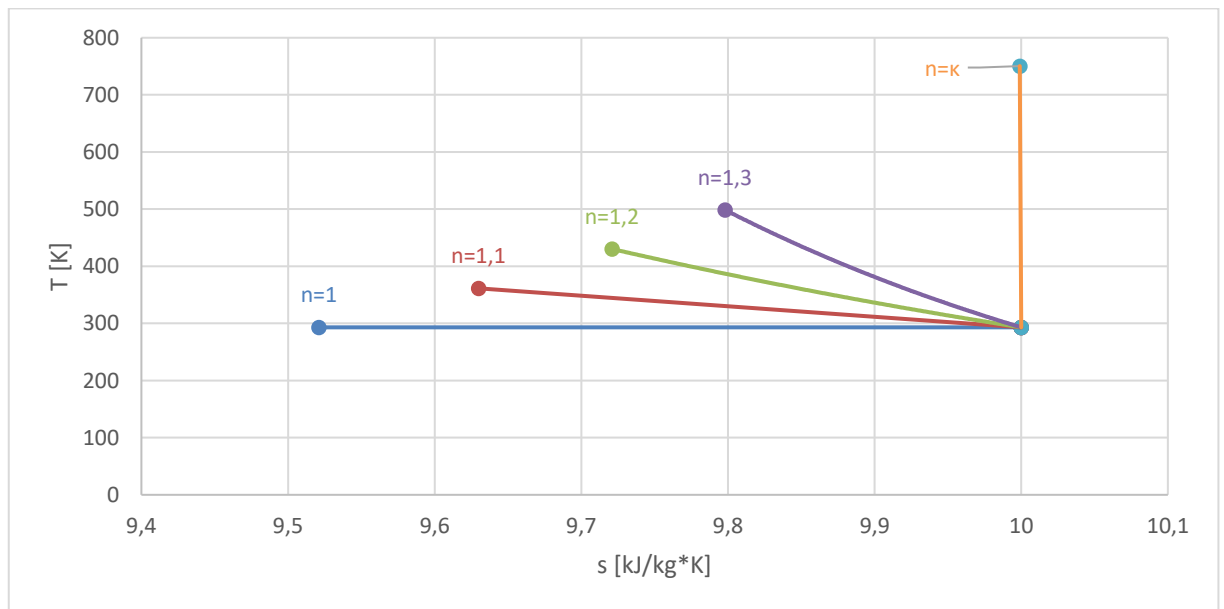
Obr. 24 T-s diagram vzduchu



Obr. 25 T-s diagram vodíku



Obr. 26 T-s diagram hélia



Obr. 27 T-s diagram argonu

13.6 Vyhodnocení T-s diagramů

U T-s diagramů můžeme vidět, že u ideálního objemového kompresoru ($n=1$) dochází u všech plynů k největší změně entropie a tím, že je to ideální izotermická stavová změna nedochází ke změně teploty. Teplota je stejná na počátku i na konci komprese, protože máme největší množství odvedeného tepla, abychom docílili stejné teploty na počátku i na konci. Plocha pod křivkou je rovna sdělenému teplu.

Dále vidíme, že s rostoucím polytropickým exponentem se teplota na konci komprese zvyšuje, ale zároveň se snižuje změna entropie.

Nejvyšší teploty po kompresi dosáhneme u ideálního dynamického kompresoru, protože při této kompresi neodvádíme žádné teplo.

Největší rozdíl mezi $n=1,3$ a $n=\kappa$ vidíme u hélia a argonu, je to dáno tím, že oproti vodíku a vzduchu mají vyšší adiabatický exponent, proto dosáhnou při stlačování vyšší výstupní teploty.

14. Závěr

Tato bakalářská práce se v teoretické části věnuje vratným stavovým změnám ideálního plynu a základním technickým údajům kompresorů jako je výkonnost a účinnost. Poté už samotným druhům kompresorů a jejich dělení podle různých hledisek. Hlavně se zaměřuji na dělení podle způsobu zvyšování tlaku. Podle tohoto rozdělení jsem je rozdělil na objemové kompresory, u kterých dochází ke kompresi zmenšováním objemu pracovního prostoru, a na kompresory dynamické, u kterých dochází ke zvyšování tlaku změnou hybnosti plynu při průchodu pracovním prostorem.

V praktické části jsem si zvolil čtyři technické plyny a to vzduch, vodík, hélium a argon. Provedl jsem výpočty pro tyto plyny s rostoucí hodnotou n (polytropického exponentu) od $n=1$ až po $n=\kappa$. Tyto plyny jsem porovnal z hlediska měrné objemové práce, měrné technické práce a měrného sděleného tepla. Výsledky jsem vyhodnotil v tabulkách a grafech. Zjistil jsem, že sdělené teplo s rostoucím n klesá až na hodnotu 0. Je to dáno tím, že u ideálního objemového kompresoru se při kompresi odvádí nejvíce tepla a teplota před i po kompresi je stejná. Naopak u ideálního dynamického kompresoru se neodvádí žádné teplo a teplota po kompresi dosahuje nejvyšších hodnot. Hodnoty prací jsou výrazně vyšší u vodíku a hélia, protože mají oproti vzduchu a argonu výrazně nižší hustotu.

Výstupem práce je sestavení a porovnání p - v a T - s diagramů pro jednotlivé plyny. U p - v diagramů začíná komprese u každého plynu ze stejného bodu, protože je u každého z plynů počítán stejný měrný objem na počátku komprese ze stavové rovnice ideálního plynu a má konstantní vstupní hodnoty ze zadání. U všech plynů s rostoucím n roste měrný objem na konci komprese a výrazně se liší u adiabatické komprese hélia a argonu, což je dáno vyšším adiabatickým exponentem. U T - s diagramů je při $n=1$ je u všech plynů největší sdělené teplo a teplota zůstává stejná před i po kompresi. S rostoucím n roste i teplota po kompresi a nejvyšších hodnot dosahuje při adiabatické kompresi, protože neodvádíme žádné teplo.

Na tomto místě bych chtěl poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce Ing. Zdeňku Šmídovi, Ph.D. za pomoc, rady a odborné vedení při zpracování této práce. Dále bych chtěl poděkovat mojí rodině a přátelům za podporu a trpělivost.

15. Seznam použité literatury

- [1] GIAMPAOLO, Tony. Compressor handbook: principles and practice. Boca Raton, FL: Distributed by Taylor & Francis, c2010. ISBN 9780881736168.
- [2] KAMINSKÝ, Jaroslav, Kamil KOLARČÍK a Oto PUMPRLA. Kompresory. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2004. ISBN 80-248-0704-1.
- [3] Západočeská univerzita v Plzni [online]. Copyright © [cit. 26.10.2019]. Dostupné z: https://kke.zcu.cz/export/sites/kke/about/projekty/enazp/projekty/01_Stavba-a-provoz-stroju_1-3/1_IUT/002_Kompresory---Kolarcik-a-kol---P3.pdf
- [4] KADLEC, Zdeněk. Termomechanika: návody do cvičení. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN isbn:978-80-248-1736-1.
- [5] Vakuová technika-Wikiwand. Wikiwand [online]. Dostupné z: https://www.wikiwand.com/cs/Vakuov%C3%A1_teknika
- [6] Main. Kiwi.mendelu.cz [online]. Dostupné z: <http://user.mendelu.cz/xklepar0/fls/es/kompresory.htm>
- [7] KADLEC, Zdeněk. Termomechanika – Teorie 08 (interní učební text). Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 80 s. [online]. © 2020, [cit. 2019-12-05]. Dostupné z: < https://vsb.sharepoint.com/sites/katedra_361/ >
- [8] Západočeská univerzita v Plzni [online]. Copyright ©x [cit. 02.11.2019]. Dostupné z: https://kke.zcu.cz/export/sites/kke/old_web/_files/projekty/enazp/14/IUT/070_Vyroba_stl_aceneho_vzduchu - Kohut - P1.pdf
- [9] [online]. Copyright ©Sjn [cit. 02.11.2019]. Dostupné z: <http://files.strojarna.webnode.cz/200000046-39b4b3aae6/Kompresory.pdf>
- [10] SlidePlayer - Nahrávejte a Sdílejte své PowerPoint prezentace [online]. Copyright © 2019 SlidePlayer.cz Inc. [cit. 02.11.2019]. Dostupné z: <https://slideplayer.cz/slide/3240573/>

- [11] Stanley-kompresory. PRONAR, Spol. s. r.o. [online]. Copyright © [cit. 02.11.2019]. Dostupné z: http://www.stanley-kompresory.cz/userfiles/navody/Jak%20vybrat%20kompresor_PF.pdf
- [12] KŘÍDLOVÉ A ŠROUBOVÉ KOMPRESORY - PDF Stažení zdarma. Představujeme Vám pohodlné a bezplatné nástroje pro publikování a sdílení informací. [online]. Copyright © DocPlayer.cz [cit. 30.01.2020]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/7090917-Kridlove-a-sroubove-kompresory.html>
- [13] HOFROVÁ, S. Výpočet exergetických účinností kompresoru: Bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2019, 81 s. Vedoucí práce: Ing. Zdeněk Šmída.
- [14] KOPÁČEK, P. Současná konstrukční řešení rotačních kompresorů, prevence jejich pompáže. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 35 s. Vedoucí bakalářské práce prof. RNDr. Ing. Josef Nevrlý, CSc.
- [15] ŠKORPÍK, Jiří. Proudění plynů a par difuzory, Transformační technologie, 2016-03, [last updated 2018-11-26]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. [cit. 31.01.2020]. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/41.html>.
- [16] ABAC CA2-7,5-500FTX PRO LINE profesionální stacionární kompresor 7,5kW. LEVNÉ KOMPRESORY - kompresory, nářadí, náhradní díly - Jablonec nad Nisou [online]. Copyright © [cit. 05.05.2020]. Dostupné z: <https://www.naradi-vzduch.cz/levnekompresory-cz/eshop/38-1-Kompresory/-4-/5/19359-ABAC-CA2-7-5-500FTX-PRO-LINE-profesionalni-stacionarni-kompresor-7-5kW>
- [17] Aircraft Airboy 186 OF E přenosný bezolejový kompresor. LEVNÉ KOMPRESORY - kompresory, nářadí, náhradní díly - Jablonec nad Nisou [online]. Copyright © [cit. 05.05.2020]. Dostupné z: <https://www.naradi-vzduch.cz/levnekompresory-cz/eshop/38-1-Kompresory/-4-/5/17267-Aircraft-Airboy-186-OF-E-prenosny-bezolejovy-kompresor>
- [18] BLAHOŽ, Vladimír a Zdeněk KADLEC. Základy sdílení tepla. Ostrava: Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství, 1996. Spektrum (Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství). ISBN 80-902001-1-7.